

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

**TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BAROLADORA
SEMIAUTOMÁTICA PARA PLANCHAS DE 2400 MM. DE LONGITUD,
CON ESPESORES DESDE 2 MM. HASTA 12 MM.**

**AUTORES:
LUIS GUSTAVO COCHA AJILA
DARWIN EFRAÍN JUMBO SARANGO**

**DIRECTOR:
ING. WILLIAM QUITIAQUEZ**

Quito, Marzo del 2015

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores: Luis Gustavo Cocha Ajila y Darwin Efraín Jumbo Sarango.

Los conceptos desarrollados, cálculos, análisis, realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad del autor.

Atentamente:

Ingeniero William Quitiaquez
DIRECTOR DE TESIS

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Luis Gustavo Cocha Ajila y Darwin Efraín Jumbo Sarango, autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de grado y su reproducción sin fines de lucro.

Además, declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Quito, febrero del 2015

Luis Gustavo Cocha Ajila
C.C. 180427462-7

Darwin Efraín Jumbo Sarango
C.C. 172227454-3

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a Dios por haberme permitido alcanzar esta meta, a mis padres Luis Cocha y Segunda Ajila, quienes me han brindaron todo su apoyo incondicional e inculcado valores para ser un hombre de bien, a mi familia, en especial a mis hermanos Juan Cocha y Daniela Cocha, quienes son parte fundamental en mis logros y a mi querida sobrina Yahana Montalván.

Luis Gustavo Cocha Ajila

Dedico esta tesis a mi hijo Zahid Jumbo, quien es el motor de mi vida para seguir superándome, a mi querida esposa Alexandra Marcillo, quien me brindó su apoyo y amor incondicional en esta etapa de mi vida, a mis padres Efraín Jumbo y Dolores Sarango, por haberme brindado su apoyo, sabiduría e inspiración para superarme, a mis hermanos Cristian y Michelle Jumbo, quienes siempre confiaron en mí y estuvieron en todos los momentos buenos y malos de mi carrera y sobre todo a Dios, que me permitió culminar esta etapa de mi vida.

Darwin Efraín Jumbo Sarango

AGRADECIMIENTO

Nuestros más sinceros agradecimientos al Ingeniero William Quitiaquez por su apoyo y buena disposición brindada en todo el proceso de esta tesis, de igual forma a todos los ingenieros que nos impartieron sus conocimientos y experiencias a lo largo de nuestra carrera universitaria, los cuales fueron plasmados en este proyecto, en especial al Ingeniero Fabio Obando, quien nos brindó todo su apoyo y supo solventar todas nuestras dudas.

ÍNDICE

1. MARCO TEÓRICO Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	2
1.1 Proceso de curvado.....	2
1.1.1 Definición.....	2
1.2 Deformación plástica.....	3
1.3 Baroladora	4
1.3.1 Definición.....	4
1.3.2 Aplicaciones.....	4
1.3.3 Tipos de baroladoras	5
1.3.4 El pre-curvado.....	7
1.3.5 Parámetros del uso de la baroladora.....	7
1.4 Materiales para el curvado y la construcción de la baroladora	8
1.4.1 Concepto	8
1.4.2 Tipos de materiales	8
1.4.3 Propiedades mecánicas de los materiales.....	9
1.5 La automatización	11
1.5.1 Razones de la automatización	11
1.5.2 Fases de estudio de un sistema automático	12
1.5.3 Tecnologías aplicadas en automatismos.	13
1.5.4 Aparamenta eléctrica.....	14
1.6 Oleohidráulica	14
1.6.1 Actuadores oleohidráulicos.....	16
1.7 Electrohidráulica.....	16
1.8 Análisis de alternativas.....	17
1.8.1 Identificación de necesidades.....	17
1.8.2 Alternativas de solución.....	18

1.8.3	Sistema mecánico.....	19
1.8.4	Sistema hidráulico.....	19
1.8.5	Sistema eléctrico.....	20
1.9	Elección de la mejor alternativa para el diseño de la baroladora	20
2.	DISEÑO DE LA BAROLADORA	23
2.1	Rodillos.....	24
2.1.1	Cálculo de diámetros para rodillos tomando en cuenta su peso.....	40
2.2	Cálculo de bocines para los apoyos de los rodillos	43
2.3	Contrapeso del rodillo superior	45
2.4	Sistema de transmisión de potencia.....	45
2.4.1	Selección del motor eléctrico	47
2.4.2	Sistema de transmisión por correas trapezoidales.....	48
2.4.3	Sistema de transmisión de potencia mediante cadenas	51
2.5	Sistema oleohidráulico	52
2.6	Diseño de flecha	57
2.6.1	Esfuerzos en flechas.....	59
2.7	Estructura de la baroladora.....	61
2.7.1	Diseño de soldadura	63
2.8	Chavetas y chaveteros	65
2.9	Uniones Empernadas.....	67
2.9.1	Agujeros para pernos.....	67
2.9.2	Distancia a los bordes desde el centro del agujero para el perno.....	68
2.9.3	Resistencia a tracción de los pernos.....	68
2.10	Conclusiones.....	69
3.	CÁLCULOS DE LA BAROLADORA	70
3.1	Cálculo de los rodillos	70

3.1.1	Cálculo de la distancia entre los centros de los rodillos inferiores	70
3.1.2	Cálculo de la longitud de los rodillos y gorriones.....	70
3.1.3	Cálculo de la fuerza máxima de curvado	71
3.1.4	Cálculo de las reacciones en los gorriones.....	74
3.1.5	Cálculo del momento máximo que soportan los rodillos.....	75
3.1.6	Comprobación a flexión del diámetro exterior de los rodillos.....	77
3.1.7	Cálculo del momento máximo que soportan los gorriones	78
3.1.8	Cálculo del diámetro de los gorriones sometidos a flexión	80
3.1.9	Comprobación a torsión del diámetro de los rodillos	81
3.1.10	Comprobación a torsión del diámetro de los gorriones.....	83
3.1.11	Cálculo de los diámetros de los rodillos tomando en cuenta su peso ..	86
3.1.12	Cálculo del diámetro para gorriones tomando en cuenta su peso	88
3.1.13	Estandarización de diámetros.....	90
3.1.14	Comprobación a torsión del rodillo con los diámetros estandarizados	91
3.1.15	Momento torsor cuando ingresa la plancha a curvar	91
3.1.16	Cálculo de la fuerza de rodadura.....	93
3.1.17	Comprobación de resistencia a la fatiga de los rodillos.....	96
3.1.18	Rotura por fatiga	98
3.2	Cálculo de la distancia para el contrapeso del rodillo superior	98
3.3	Cálculo de bocines y camisas para los apoyos de los rodillos.	99
3.3.1	Estandarización de Bocín y Camisa	100
3.4	Cálculos para la selección del motor eléctrico	100
3.5	Cálculo del sistema de transmisión de potencia.....	102
3.5.1	Cálculo de par de torsión en cada elemento del sistema.....	102
3.5.2	Cálculo de correas y poleas para los puntos 1 y 2.....	103
3.5.3	Selección de bandas y poleas	106

3.5.4	Cálculo de cadenas y los piñones para los puntos 3 y 4.....	106
3.5.5	Cálculo de cadenas y los piñones para los puntos 5 y 6.....	108
3.5.6	Selección de cadenas y piñones	110
3.5.7	Cálculo de las chavetas y chaveteros para las catarinas 6.....	110
3.6	Cálculo del sistema oleohidráulico.....	111
3.6.2	Cálculo del caudal necesario para el sistema	112
3.6.3	Cálculo del espesor del tubo y las tapas del cilindro oleohidráulico .	112
3.6.4	Cálculo de la potencia del motor de la bomba	113
3.6.5	Selección de tuberías.....	114
3.6.6	Diseño del depósito del sistema	115
3.6.7	Selección del cilindro hidráulico para bancada plegable	115
3.6.8	Elementos para el sistema oleohidráulico	116
3.6.9	Circuito de fuerza del sistema electrohidráulico.....	116
3.6.10	Circuito de mando del sistema electrohidráulico	117
3.7	Diseño de la flecha para la ruedas dentadas 4 y 5	117
3.7.1	Cálculo de chaveras y chaveteros	128
3.8	Cálculo de la estructura	129
3.8.1	Cálculo de la bancada.....	129
3.9	Cálculo de pernos para fijar la bancada a la base	132
3.10	Cálculo de los pasadores para la bancada móvil	133
3.11	Cálculo de las orejas para los pasadores.....	136
3.12	Cálculo de soldadura en la estructura	137
3.13	Cálculo del diámetro del eje de contrapeso para el rodillo superior.	139
3.14	Sistema eléctrico y de control de la baroladora.....	139
3.14.1	Sistema de Control	139
3.14.2	Sistema eléctrico	142

3.15 Conclusiones.....	142
4. COSTOS	143
4.1 Costos de materiales	143
4.2 Costos de accesorios.....	144
4.3 Costos de construcción	145
4.4 Costo total de la construcción de la baroladora.....	145
4.5 Conclusiones.....	145
CONCLUSIONES	146
RECOMENDACIONES	147
LISTA DE REFERENCIAS	148

Índice de Tablas

Tabla 1.1 Fases de un sistema automático.	12
Tabla 1.2. Tecnologías aplicadas en automatismos.	13
Tabla 1.3 . Componentes que conforman un sistema electrohidráulico.	17
Tabla 1.4. Análisis cuantitativo de alternativas.	21
Tabla 1.5. Argumentos de las necesidades.....	21
Tabla 2.1 Valor a sumar para el diámetro del agujero para el perno.	67
Tabla 3.1 Fuerzas de curvado con relación a los ángulos de curvado.	73
Tabla 3.2. Valores estandarizados.....	90
Tabla 3.3. Variables σ_w , b_o , k	96
Tabla 3.4. Variables p^* , α_{kb}	96
Tabla 3.5. Bocines y camisas.	100
Tabla 3.6. Datos de motor eléctrico.	102
Tabla 3.7. Bandas y poleas para el sistema de transmisión de potencia.	106
Tabla 3.8. Piñones para el sistema de trasmisión de potencia.	110

Tabla 3.9. Velocidades máximas del fluido en tuberías.....	114
Tabla 3.10. Elementos oleohidráulicos.	116
Tabla 4.1. Descripción de costos de materiales.	143
Tabla 4.2. Descripción de costos de accesorios.	144
Tabla 4.3. Descripción de costos de construcción.	145
Tabla 4.4. Descripción de costos total de la baroladora.....	145

Índice de Figuras

Figura 1.1. Curvado.....	2
Figura 1.2. Diagrama esfuerzo – deformación unitaria.....	3
Figura 1.3. Diagrama Resistencia a la deformación.	3
Figura 1.4. Baroladora.....	4
Figura 1.5. Baroladora asimétrica.	5
Figura 1.6. Baroladora de tres rodillos.....	6
Figura 1.7. Baroladora de cuatro rodillos.....	6
Figura 1.8. Bordes no curvados en los extremos de la plancha.	7
Figura 1.9. Consola independiente de control.....	8
Figura 1.10. Materiales metálicos.	9
Figura 1.11. Diagrama Esfuerzo (σ) vs Deformación (δ).	10
Figura 1.12. Máquina automatizada.....	11
Figura 1.13. Aparamenta eléctrica.	14
Figura 1.14. Sistema oleohidráulico.....	14
Figura 1.15. Unidades que conforman un circuito oleohidráulico.....	15
Figura 1.16. Cilindro de doble efecto.....	16
Figura 1.17. Electrohidráulica.....	16
Figura 1.18. Baroladora con sistema mecánico.	19

Figura 1.19. Baroladora con sistema hidráulico.....	19
Figura 1.20. Baroladora con sistema eléctrico.	20
Figura 2.1. Esquema de baroladora.....	23
Figura 2.2. Rodillos de la baroladora.	24
Figura 2.3. Material para los rodillos.	24
Figura 2.4. Rodillo y ejes de apoyo.....	25
Figura 2.5. Esquematización de las fuerzas que actúan en los rodillos.	26
Figura 2.6. Puntos de contacto entre la plancha y el rodillo superior.	27
Figura 2.7. Carga distribuida en el proceso de curvado.	28
Figura 2.8. Ángulo θ máximo y mínimo.....	29
Figura 2.9. Análisis de la fuerza distribuida.	30
Figura 2.10. Longitud total de los rodillos.....	35
Figura 2.11. Reacciones R_C y R_D en los gorrones.....	35
Figura 2.12. Cojinete de superficie plana.....	43
Figura 2.13. Contrapeso R_E del rodillo superior.	45
Figura 2.14. Sistema de transmisión de potencia mediante bandas y cadenas.	46
Figura 2.15. Arco de contacto sobre la polea menor.....	50
Figura 2.16. Depósito de aceite.....	56
Figura 2.17. Fuerzas ejercidas sobre las catarinas.	58
Figura 2.18. Junta a filete.....	63
Figura 2.19. Tipos de juntas a tope.	63
Figura 2.20. Soldadura de filete.....	65
Figura 2.21. Fuerzas sobre la chaveta.	66
Figura 2.22. Distancias a los bordes desde el centro del agujero para los pernos.	68
Figura 3.1. Fuerza de curvado vs ángulo de curvado.....	73
Figura 3.2. Diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) de los rodillos.	75

Figura 3.3. Rodillo y gorriones.	76
Figura 3.4. Corte A-A` en el gorrón del rodillo.	76
Figura 3.5. Corte B-B` en el rodillo.	76
Figura 3.6. Cortes en el gorrón.....	78
Figura 3.7. Corte D-D` en el gorrón.....	79
Figura 3.8. Corte C-C` en el gorrón.	79
Figura 3.9. Corte en el cilindro tomando en cuenta su peso.	86
Figura 3.10. Corte en el gorrón tomando en cuenta su peso.	89
Figura 3.11. Corte E-E` en el gorrón tomando en cuenta el su peso.....	89
Figura 3.12. Ingreso de la plancha a la roladora.	91
Figura 3.13. D.C.L de las fuerzas aplicadas en la plancha.....	92
Figura 3.14 Fuerzas que actúan sobre la plancha a curvar.....	93
Figura 3.15. Contrapeso del rodillo superior.	98
Figura 3.16. Bocín.....	99
Figura 3.17. Sistema de transmisión de potencia por correas y poleas.	103
Figura 3.18. Sistema de transmisión por cadenas y piñones.....	106
Figura 3.19. Cadena y piñones en los puntos 3 y 4.....	106
Figura 3.20. Cadena y piñones en los puntos 5 y 6.....	108
Figura 3.21. Circuito de fuerza del sistema electrohidráulico.	116
Figura 3.22. Circuito de mando del sistema electrohidráulico.....	117
Figura 3.23. Componentes de la fuerza tangencial de la catarina 4.....	117
Figura 3.24. Componentes de la fuerza tangencial de la catarina 5.....	118
Figura 3.25. Flecha para la catarina 4 y 5.	119
Figura 3.26. Diagrama de cuerpo libre de la flecha.	119
Figura 3.27. Reacciones en el plano x-y.	120
Figura 3.28. Reacciones en el plano x-z.	121

Figura 3.29. Diagramas de momento flector y fuerzas cortantes en el plano x-y....	122
Figura 3.30. Diagramas de momento flector y fuerzas cortantes en el plano x-z. ...	122
Figura 3.31. Relación de triángulos en el plano x-y.	123
Figura 3.32. Relación de triángulos en el plano x-z.....	124
Figura 3.33. Bancada móvil, parte inferior.	129
Figura 3.34. D.C.L. de bancada móvil, parte inferior.	129
Figura 3.35. Bancada móvil inferior, vista lateral.....	130
Figura 3.36. Bancada, parte superior.	131
Figura 3.37. D.C.L de placa de apoyo del cilindro hidráulico.	132
Figura 3.38. Pernos en la base de la bancada.....	132
Figura 3.39. D.C.L del pasador.....	134
Figura 3.40. Momento máximo en el pasador.....	135
Figura 3.41. PLC LOGO SIEMENS.....	140
Figura 3.42. Contactores.	140
Figura 3.43. Botonera de Mando.....	140
Figura 3.44. Fines de carrera del rodillo superior.	141
Figura 3.45. Programación del PLC.....	141
Figura 3.46. Diagrama electromecánico de la baroladora.....	141
Figura 3.47. Breaker y caja de fusibles.....	142

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A. Especificaciones técnicas para la selección de bandas.

ANEXO B. Especificaciones técnicas para catarinas y cadenas.

ANEXO C. Especificaciones técnicas el sistema oleohidráulico.

ANEXO D. Especificaciones técnicas para el cálculo de la flecha.

ANEXO E. Especificaciones técnicas para conexiones por soldadura.

ANEXO F. Especificaciones técnicas para chavetas y chaveteros.

ANEXO G. Especificaciones técnicas para el cálculo y selección de pernos.

ANEXO H. Especificaciones técnicas para el cálculo del contrapeso.

ANEXO I. Especificaciones técnicas de los materiales.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

- **Aparamenta eléctrica.-** Equipos, aparatos y materiales previstos para ser conectados a un circuito eléctrico.
- **Babbitt.-** El metal Babbitt o metal de cojinete, es una de las distintas aleaciones utilizadas para la superficie de apoyo en un cojinete de fricción.
- **Baroladora.-** Máquina que permite el curvado de planchas metálicas mediante rodillos, también conocida con el nombre de roladora.
- **Bocín.-** Cojinete de superficie plana para piezas rotatorias.
- **Cedencia.-** Cedencia o fluencia es la deformación irre recuperable de un material.
- **Contrapeso.-** Peso que se utiliza para equilibrar otro.
- **Dossier.-** Conjunto de documentos o informes sobre un asunto o persona.
- **Ductilidad.-** Propiedad que presentan algunos materiales, los cuales bajo la acción de una fuerza pueden deformarse sin romperse.
- **Fatiga.-** En ingeniería la fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas.
- **Flecha.-** En ingeniería se describe a una flecha como un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular que se emplea para transmitir potencia.
- **Flexión.-** En ingeniería se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal.
- **Fuerza de rodadura.-** Fuerza que se presenta cuando un cuerpo rueda sobre una superficie, deformándose uno de ellos o ambos.
- **Gorron.-** Sólido de revolución cilíndrica, cónica o esférica, situados en los ejes y que giran o permanecen en reposo dentro de los cojinetes.
- **Módulo de sección.-** Magnitud geométrica que caracteriza resistencia de un prisma mecánico sometido a flexión.
- **Nocivo.-** Dañino, perjudicial.
- **Oleohidráulica.-** Rama de la hidráulica que usa fluidos derivados básicamente del petróleo como, por ejemplo, el aceite mineral. La oleohidráulica es la técnica

aplicada a la transmisión de potencia mediante fluidos incompresibles confinados (encerrados).

- **Pandeo.-** Fenómeno de inestabilidad elástica que se puede dar en elementos comprimidos esbeltos, y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.
- **Par motor.-** Denominado también torque, es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia.
- **Piñón.-** En mecánica, se denomina piñón a la rueda de un mecanismo de cremallera o a la rueda más pequeña de un par de ruedas dentadas, ya sea en una transmisión por engranaje, cadena de transmisión o correa de transmisión.
- **Racor.-** Pieza metálica con dos roscas internas en sentido inverso que sirve para unir tubos y otros perfiles cilíndricos.

RESUMEN

La presente tesis tiene como objetivo el diseño y construcción de una máquina baroladora para planchas metálicas, controlada mediante un sistema semiautomático, permitiendo con ello un proceso de curvado de las planchas metálicas más eficiente.

Para el estudio de la misma se ha establecido el presente trabajo en 4 capítulos, detallando en cada uno de ellos la información más relevante para el diseño y construcción de la baroladora. Planteados estos capítulos de la siguiente manera:

- El capítulo I, conformado por el marco teórico y el análisis de alternativas, el marco teórico proporciona al lector los conceptos fundamentales, complementarios y específicos que servirán como punto de partida y orientarán el trabajo a realizar. El análisis de alternativas realiza el estudio de las diferentes opciones que existen para el desarrollo de la baroladora, y así lograr obtener la mejor alternativa que cumpla las necesidades.
- En el capítulo II, Diseño de la baroladora, conforma toda la información técnica para el diseño de la máquina.
- El capítulo III, Cálculos de la baroladora, contiene los respectivos cálculos para cada elemento que conforma la máquina, para posteriormente realizar la construcción de la misma.
- El capítulo IV, referente a costos, recolecta toda la información financiera, la cual muestra el costo total de la baroladora.

ABSTRACT

The present thesis has as an objective, the design and construction of a bender machine for metallic strips, controlled through a semi-automatic system which allows with it a more efficient bending process for the metallic strips.

For its study, the present job has been established in 4 chapters detailing in each one of them the most relevant information for the design and the construction of the bender machine. These chapters have been posed the next way.

- At the chapter I shaped by the theoretical framework and the analysis of alternatives, the theoretical framework provides the reader with the essential, complementary and specific concepts which will be useful as foundation and will orientate the job to carry out. The analysis of alternatives carries out the study of the different choices that exist for the development of the bender machine thus obtaining the best choice that fulfills the needs.
- The chapter II, design of the bender machine, defines all the technical information for the design of the machine.
- The chapter III, calculations of the bender, contains the respective calculations for each element that shapes the machine, for later performing its construction.
- The chapter IV, regarding the costs, collects all the financial information which shows the total cost of the bender machine.

OBJETIVOS

Objetivo General

Construir una baroladora que permita el curvado de planchas de acero con un espesor máximo de 12 mm. para la fabricación de tanques de almacenamiento de fluidos.

Objetivos Específicos

- Realizar un análisis teórico de los elementos mecánicos, hidráulicos y eléctricos del sistema.
- Seleccionar la mejor alternativa para el diseño de la baroladora.
- Diseñar y/o seleccionar los elementos mecánicos, hidráulicos, eléctricos y de control para la baroladora según la disponibilidad en el mercado nacional.

INTRODUCCIÓN

El objetivo principal del presente trabajo es diseñar y construir una baroladora para una empresa metalmecánica, la cual desea implementar el servicio de curvado de planchas metálicas para la construcción de diversos elementos con superficies curvas.

Para la construcción de la baroladora se estableció algunos parámetros iniciales, los cuales facilitarán la elección del mejor diseño, tales como: longitud máxima de las planchas metálicas, máximo espesor de las planchas y mejor eficiencia en el proceso. Buscando la eficiencia en el curvado de las planchas se ha optado por implementar un proceso semiautomático, permitiendo controlar con mayor precisión algunas variables que al ser estas realizadas por el operador están expuestas a errores, estas variables son: posicionamiento del rodillo superior (el cual ejerce la fuerza necesaria para el curvado) y el control de los rodillos inferiores (motrices), los cuales permiten el desplazamiento de la plancha metálica.

El ser humano buscando cada vez una mayor eficiencia y procesos en menor tiempo, ha logrado complementar sistemas o elementos computarizados (PLC's y tarjetas electrónicas) y elementos mecánicos, cumpliendo el papel de interfaz entre ellos el hombre.

Para realizar este trabajo se ha iniciado por recolectar toda la información necesaria sobre el proceso de curvado y los diferentes tipos de baroladoras que existen, para con ello realizar el mejor diseño que cumpla las necesidades y realizar los respectivos cálculos para los diferentes elementos que conforman la máquina.

CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Este capítulo fundamenta la investigación, proporcionando al lector una idea más clara acerca del proceso de curvado. Se encontrarán los conceptos fundamentales, complementarios y específicos que servirán como punto de partida y orientarán al trabajo a realizar. Se analizarán las alternativas para el diseño y construcción de la baroladora para posteriormente seleccionar la mejor opción. Las figuras y tablas que se muestran en este capítulo ayudarán a sustentar y tener una idea más clara de la teoría.

1.1 Proceso de curvado.

1.1.1 Definición.

El curvado es el proceso de deformación plástica que sufre un material tras aplicar sobre el mismo un determinado esfuerzo flector. Este proceso de conformado se lo realiza en frío, ya que a temperatura ambiente y ejerciendo una presión elevada se evita que se exceda la capacidad de deformación del material y por lo tanto su rotura.



Figura 1.1. Curvado.

Fuente: Bwshells (2014)

Para la realización del curvado del material se utilizan diferentes máquinas, tales como: baroladoras de planchas, dobladoras de tubos, dobladoras de varillas y plegadoras de planchas.

1.2 Deformación plástica.

La deformación plástica es un cambio irreversible que se da en el material debido a un comportamiento llamado fluencia o cedencia, el cual se da por aplicar una fuerza mayor al límite elástico provocando un colapso del material y causando una deformación permanente. A medida que el material se deforma más allá de este punto, la tensión deja de ser proporcional a la deformación, dejando de ser válida la ley de Hooke, la cual expresa que “un esfuerzo causa un aumento proporcional en la deformación unitaria” (Hibbeler, 2011).

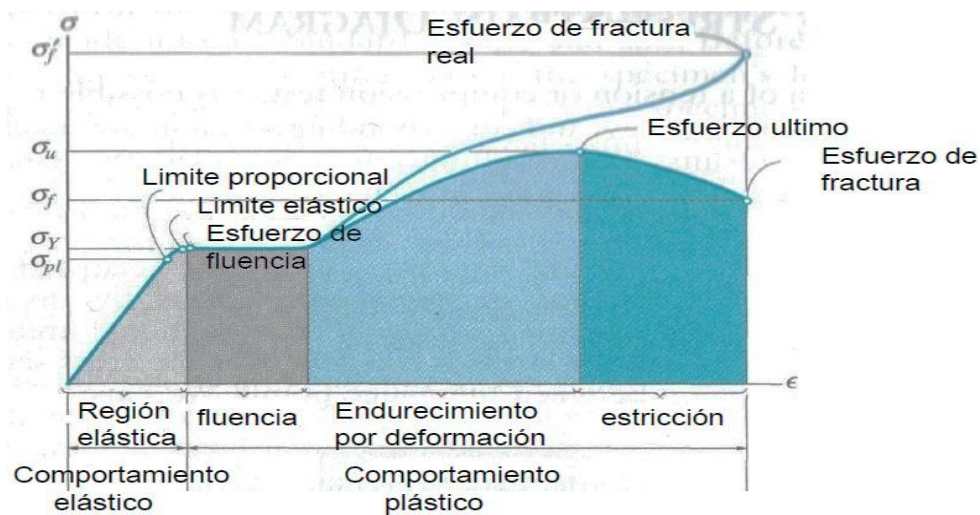


Figura 1.2. Diagrama esfuerzo – deformación unitaria.

Fuente: Hibbeler (2011)

Para obtener una deformación plástica, la mayoría de los materiales metálicos deben superar el 0,005 pulg/pulg de deformación, como se indica en la figura 1.3.

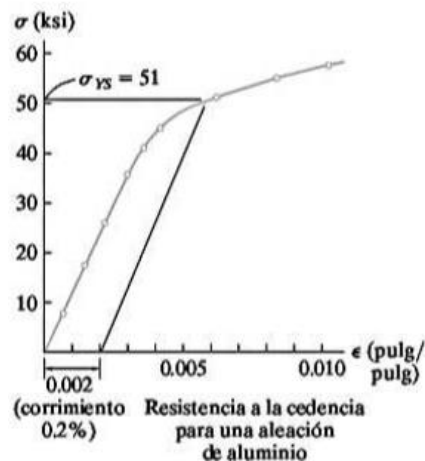


Figura 1.3. Diagrama Resistencia a la deformación.

Fuente: Hibbeler (2011)

Con la deformación plástica se puede dar nuevas formas al material. Un ejemplo claro en el cual la deformación plástica cumple un papel fundamental, es en el curvado de planchas metálicas, el cual se lo realiza en una máquina baroladora.

1.3 Baroladora

1.3.1 Definición

Una baroladora es una máquina que permite realizar el proceso de curvado de planchas metálicas mediante rodillos, este proceso se lo realiza con el empleo de fuerza mecánica o hidráulica.

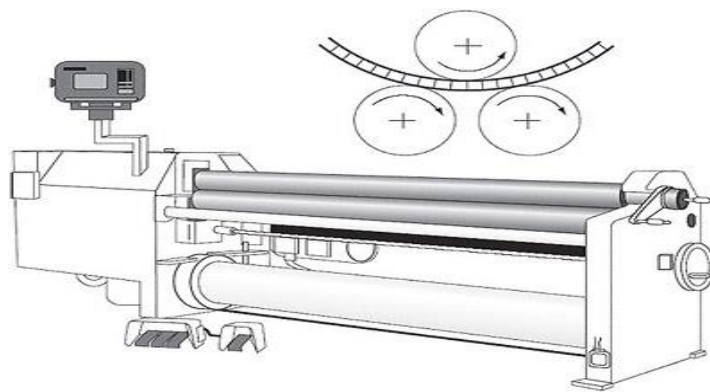


Figura 1.4. Baroladora.

Fuente: Alucobond (2013)

1.3.2 Aplicaciones

Las baroladoras son máquinas que permiten conseguir la forma curva de planchas metálicas, las mismas que son usadas para la construcción de elementos para obras civiles, industria automotriz y partes de maquinaria, entre los cuales se destacan los siguientes elementos: silos, tanques de almacenamiento de petróleo y de agua, calderas, intercambiadores de calor, túneles, estructuras arquitectónicas, canalizaciones, centrales hidroeléctricas o nucleares, aviones, helicópteros, cohetes espaciales, palas para retroexcavadoras, tanqueros, concreteras, recolectores de basura, volquetas, tubos, entre otros.

Betancur (2011, p.39) explica en su artículo de ROLADORAS DE CHAPAS EN FRÍO que “actualmente el curvado es empleado en la fabricación de torres metálicas

tubulares-cónicas que sostienen grandes sistemas de aspas generadoras de energía eólica.”

1.3.3 Tipos de baroladoras

Las baroladoras se clasifican en tres tipos según su ejecución: asimétricas, de tres rodillos y de cuatro rodillos.

- **Baroladora asimétrica.-** Este tipo de baroladora está compuesta por tres rodillos: uno superior, otro inferior colocado debajo del superior y un tercero lateral. Este tipo es usado para trabajo liviano, que no requiere de gran esfuerzo para el curvado de las planchas metálicas. “Su tamaño estándar es para planchas hasta 2 metros de ancho y espesores que no superan los 6 mm.” (Betancur, 2011)

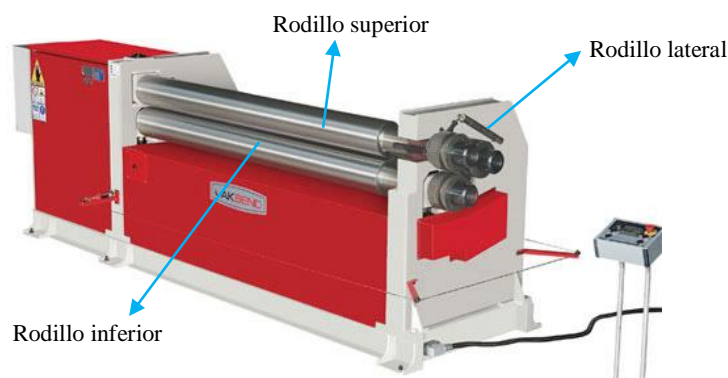


Figura 1.5. Baroladora asimétrica.

Fuente: Ferremayoreo (2014).

Este tipo de baroladoras realizan la sujeción de la plancha metálica entre el rodillo superior y el rodillo inferior, quedando la lámina prensada entre ellos mediante una fuerza hidráulica o fuerza mecánica, y es desplazada por el giro del rodillo motriz superior. Una vez que la plancha pasa por encima del rodillo lateral, este sube generando presión que curva la lámina hasta lograr el radio buscado. Se llega a este resultado en varias pasadas e incrementando la presión del rodillo lateral al final de cada recorrido.

- **Baroladora de tres rodillos.-** Este tipo de baroladora se diferencia de la asimétrica por la posición geométrica de los rodillos. Los rodillos forman un triángulo donde se tiene un rodillo superior y dos laterales inferiores.

Para realizar el curvado, la plancha metálica se coloca entre el rodillo superior y los dos rodillos laterales inferiores, quedando la plancha presionada entre ellos. Los rodillos inferiores son los que genera el movimiento obligando a la plancha a desplazarse de un extremo al otro.

Para lograr obtener el radio deseado del curvado, en ocasiones basta con una pasada por los rodillos, pero para la mayoría de curvados se realizan diferentes pasadas y paulatinamente se incrementa la presión del rodillo superior, con lo cual se logra curvar la plancha hasta conseguir el radio deseado.



Figura 1.6. Baroladora de tres rodillos.

Fuente: Direct Industry (2014)

- **Baroladora de cuatro rodillos.-** Las baroladoras con esta cantidad de rodillos son actualmente las más moderna en el en proceso de curvado. Este tipo de baroladoras es similar al de tres rodillos, pero adicionalmente cuenta con un rodillo localizado debajo del rodillo superior y entre los dos rodillos inferiores, tal como se observa en la figura 1.7. Este rodillo constantemente presiona la plancha durante el proceso de curvado.

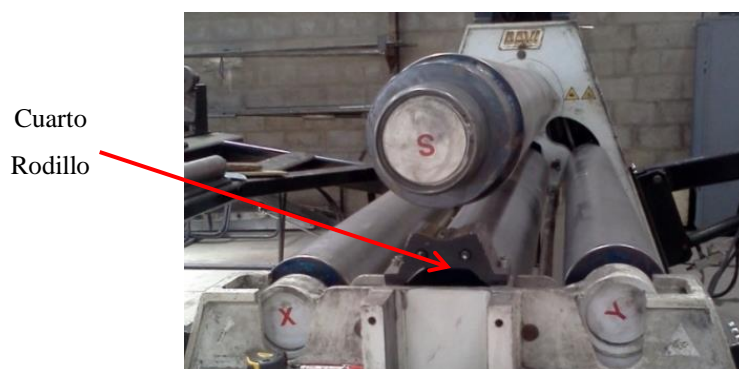


Figura 1.7. Baroladora de cuatro rodillos.

Con este tipo de baroladora se obtiene mejoras considerables en el proceso de curvado con respecto a los otros tipos de baroladoras existentes.

1.3.4 El pre-curvado

Un problema que se presenta en las baroladoras es que los bordes de las planchas no son curvados completamente, quedando en ellos una superficie plana, como se puede observar en la figura 1.8. Esto es generado debido a la distancia que existe entre el rodillo superior e inferior.

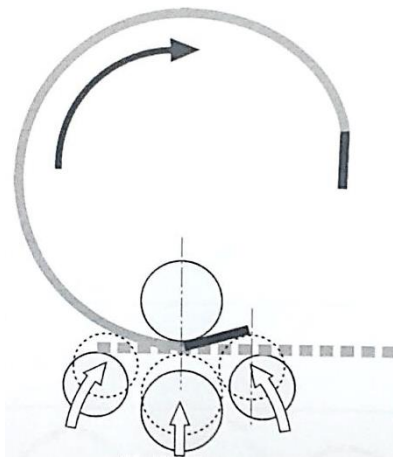


Figura 1.8. Bordes no curvados en los extremos de la plancha.

Fuente: Manual Davi (2010).

Este problema puede ser solucionado de diferentes formas, una de las alternativas es cortar los bordes planos de la plancha cilindrada, solo quedando la parte curvada. En otros casos deben ser solo por la fuerza de desplazamiento del rodillo lateral inferior, el cual realiza un proceso de prensado que curva los bordes planos. El pre-curvado depende en alto porcentaje de la experiencia del operador.

1.3.5 Parámetros del uso de la baroladora

“Existen parámetros obligatorios para todas las baroladoras, independiente de su marca, tamaño o tipo.” (Betancur, 2011).

Las baroladoras de planchas de acero actuales están equipadas con dispositivos modernos de seguridad, como por ejemplo: botones de paro de emergencia, circuitos de control de bajo voltaje y consolas independientes de control para el operador.

Sin embargo, es responsabilidad del usuario asegurar la instalación y el uso correcto de los dispositivos de seguridad para la operación.

Las consolas de control independientes de las baroladoras, como se muestra en la figura 1.9, ayudan a que el operador no este expuesto directamente con la máquina, ubicándose a una distancia prudente desde la cual pueda controlar el proceso de curvado sin ninguna dificultad.



Figura 1.9. Consola independiente de control.

La mejor manera de seleccionar un tipo de baroladora para planchas de acero es investigar las características de cada una. Obteniendo esta información, se puede evaluar y seleccionar adecuadamente el tipo de baroladora que se adapte a nuestras necesidades.

1.4 Materiales para el curvado y la construcción de la baroladora

1.4.1 Concepto

El concepto de materiales tiene diferentes contextos, desde el punto de la ingeniería se define a los materiales como elementos con cualidades útiles, las cuales pueden ser térmicas, mecánicas, eléctricas, magnéticas y de otras clases.

1.4.2 Tipos de materiales

El número de materiales usados en la ingeniería es muy extenso y comprende tanto sólidos, líquidos y gases. Los materiales líquidos tales como lubricantes,

refrigerantes, fluidos hidráulicos y los gases como el aire comprimido, realizan importantes funciones especializadas en las máquinas, sin embargo, los principales materiales utilizados en la mecánica son los sólidos, los cuales están divididos en tres grupos; metálicos, cerámicos y poliméricos, destacándose entre ellos los metálicos.

- **Materiales metálicos.-** Estos materiales poseen un brillo característico y ofrecen una gran resistencia mecánica, son buenos conductores de la electricidad y calor. Están compuestos de uno o más elementos metálicos, tales como hierro, cobre, aluminio, níquel y titanio, pudiendo contener también algunos elementos no metálicos como el carbono.

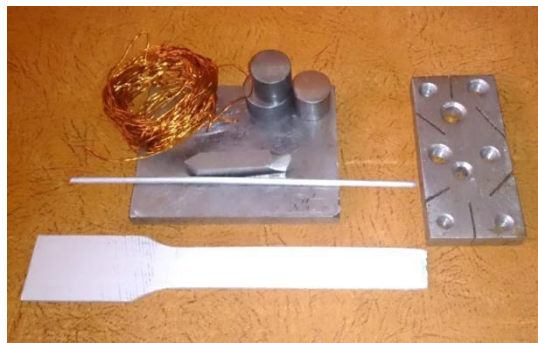


Figura 1.10. Materiales metálicos.

1.4.3 Propiedades mecánicas de los materiales

Estas propiedades son las que se relacionan con el comportamiento de los materiales sometidos a fuerzas externas. Si las fuerzas afectan a todo el volumen del material toman el nombre de propiedades mecánicas volumétricas, de entre las cuales pueden destacarse las más importantes: el límite elástico, la resistencia a la rotura, la rigidez, la elasticidad, la ductilidad, la fragilidad y la tenacidad. Las propiedades que afectan a la superficie del material toman el nombre de propiedades mecánicas superficiales, entre las cuales las más significativas son: dureza, rozamiento, adherencia y resistencia al desgaste.

- **Propiedades mecánicas volumétricas.-** El límite de proporcionalidad va desde el origen 0, es un segmento rectilíneo de donde se deduce la tan conocida relación de proporcionalidad entre la tensión y la deformación enunciada en el año 1678 por Robert Hooke. Cabe resaltar que, más allá la deformación deja de

ser proporcional a la tensión. El límite elástico es la tensión más allá del cual el material no recupera totalmente su forma original al ser descargado, sino que queda con una deformación residual llamada formación permanente. Todos los materiales experimentan deformaciones que desaparecen cuando se dejan de ejercer fuerzas sobre ellos, a esta deformación se la llama deformación elástica. Si se aumentan las fuerzas más allá del límite elástico, el comportamiento del material puede ser distinto en función de que sea dúctil o frágil.

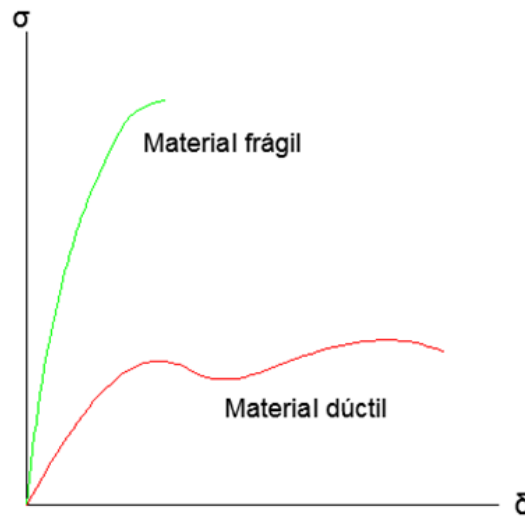


Figura 1.11. Diagrama Esfuerzo (σ) vs Deformación (δ).

Los materiales dúctiles sufren nuevas deformaciones, mucho mayores que los elásticos. Estos materiales no recuperan su forma original al dejar de ejercer una fuerza, a esto se lo denomina, deformación plástica o permanente.

Cuando la fluencia ha terminado, puede aplicarse más carga al material, resultando una curva que se eleva continuamente pero se va aplanando hasta llegar a un punto llamado esfuerzo último, el cual es el esfuerzo máximo que el material es capaz de soportar.

La elevación en la curva de esta manera se llama endurecimiento por deformación, llegado un momento en el que se produce la rotura para un valor llamado esfuerzo de rotura o fractura, tal como se muestra en la figura 1.2.

Los materiales dúctiles facilitan la conformación por deformación plástica (forja, extracción, embutición, doblado).

1.5 La automatización

La automatización es la sustitución del hombre, parcial (semi-automatización) o totalmente por mecanismos que actúan sin poder de decisión y según una planificación previamente programada, en la figura 1.12 se muestra una máquina automatizada, la cual reduce totalmente la presencia de uno o más operadores.



Figura 1.12. Máquina automatizada.

1.5.1 Razones de la automatización

Las razones principales para la automatización en las máquinas son:

- **Costos.-** Al reducir los costos las empresas se hacen competitivas, asegurando los puestos de trabajo y logrando subsistir en el campo industrial. A la automatización se le atribuye la reducción de la mano de obra, que en la realidad esto no se da, puesto que esta mano de obra es empleada en otras áreas de la industria, como son: mantenimientos, ventas, manipulación y técnicos.
- **Cantidad y calidad.-** En las piezas realizadas en serie, la cantidad de movimientos y velocidad en ejecutarlos no se puede comparar a lo hecho por el hombre. Por otra parte, el operador de una máquina está sujeto a la monotonía y a la fatiga cuando lleva cierto tiempo de trabajo, siendo esto la causa de accidentes.

- **Seguridad.-** Al existir ambientes nocivos, sucios y contaminados, se reduce practicante el nivel de seguridad del operador de una máquina, siendo la automatización la solución del problema.

1.5.2 Fases de estudio de un sistema automático

Las fases a seguir en el estudio de un sistema automático son:

Tabla 1.1 Fases de un sistema automático.



- **Necesidades.-** Se recopila la información de las necesidades a solucionar.
- **Interpretación de la necesidad.-** Precisar con claridad la necesidad que se pretende a resolver.
- **Realización de esquemas y programas.-** Se realiza esquemas de potencia, esquemas de mando y programación.
- **Listado de materiales.-** Listado de todos los materiales que intervienen en el esquema, incluido los cables con sus dimensiones y calibre.
- **Dossier técnico.-** Se recopila información sobre esquemas y programas, listado de materiales, secciones de conductores, calibre de los aparatos, recomendaciones técnicas y forma de marcha.
- **Pasa a talleres.-** Se realiza la entrega del dossier. Se realiza una capacitación a los operarios de las máquinas y al personal de mantenimiento.

1.5.3 Tecnologías aplicadas en automatismos.

Existen dos tipos de tecnologías aplicadas en la automatización: la lógica cableada y la lógica programada, siendo ambas de gran importancia. La lógica cableada puede ir sola o unida con la lógica programada.

Tabla 1.2. Tecnologías aplicadas en automatismos.

A. LÓGICA CABLEADA	A. LÓGICA PROGRAMADA
a. Electromagnética.	a. Electrónica programada.
1. Relés y contactores. 2. Electroneumática. 3. Electrohidráulica.	1. Autómatas programables. 2. Ordenadores. 3. Sistemas informáticos.
b. Electrónica.	b. Electrónica cableada.
1. Arrancadores estáticos.	1. Funciones lógicas.

Fuente: Roldan (2008).

- **Lógica cableada.-** La automatización se la realiza con elementos o módulos interrelacionados, dependiendo su funcionamiento del cableado que tenga. La lógica cableada es rápida en ejecutar acciones, pero tiene limitaciones técnicas impuestas por la complejidad que supone obtener determinadas prestaciones.
- **Lógica programada.-** Esta tecnología utiliza los autómatas programables que se encuentran controlados por programas guardados en memorias. El autómata programable es un elemento básico de la automatización, está construido para realizar ciclos de funcionamiento automático. El programa puede realizarse en diferentes lenguajes, aplicando en cada caso el método que más convenga, entre los cuales tenemos: esquemas eléctricos de contactos, ecuaciones, esquemas lógicos, a partir de organigramas y a partir Grafcet. Grafcet no es más que un diagrama funcional normalizado, que permite hacer un modelo del proceso a automatizar, para lo cual se debe considerar las acciones a realizar, y los procesos intermedios que provocan estas acciones.

1.5.4 Aparamenta eléctrica.

Se interpreta a la aparamenta eléctrica como a los equipos, aparatos y materiales previstos para ser conectados a un circuito eléctrico con el fin de asegurar una o varias de las siguientes funciones: protección, control y medida, seccionamiento y conexión. El conocimiento previo de la aparamenta eléctrica es necesario para garantizar su correcta utilización, instalación y mantenimiento.



Figura 1.13. Aparamenta eléctrica.

Fuente: Conymatic (2014).

1.6 Oleohidráulica

La oleohidráulica emplea a los fluidos (básicamente derivados del petróleo) como medios de transmisión de potencia para conseguir el movimiento de dispositivos, tales como cilindros hidráulicos.

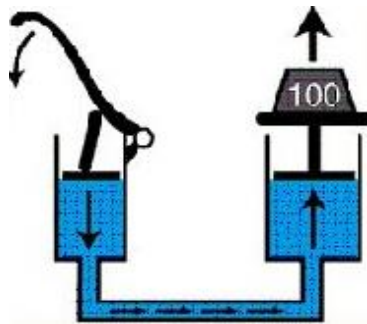


Figura 1.14. Sistema oleohidráulico.

Fuente: Sehidra (2012).

La oleohidráulica brinda gran potencia de transmisión con pequeños componentes, posicionamiento preciso, arranque con cargas pesadas, movimientos lineales independientes de la carga, operación suave e inversa, buen control y regulación. Los sistemas oleohidráulicos se aplican en diferentes dispositivos móviles, tales como: elevadores, grúas, maquinaria agrícola, simuladores de vuelo, etc.

Con respecto a dispositivos fijos, estos abarcan la fabricación y montaje de máquinas de todo tipo, aparatos de elevación y transporte, prensas, máquinas de inyección y moldeo, máquinas de laminación, ascensores, montacargas, etc. Los circuitos oleohidráulicos están conformados básicamente por tres unidades principales:

- Unidad de abastecimiento de energía.
 - Tanque o depósito de almacenamiento del fluido.
 - Motor y Bomba oleohidráulica.
- Unidad de control de energía
 - Válvulas distribuidoras.
 - Válvulas reguladoras de presión.
 - Válvulas reguladoras de caudal.
 - Válvulas de cierre o bloqueo.
- Unidad de trabajo.
 - Cilindros oleohidráulicos.

La siguiente gráfica muestra a las unidades que conforman un circuito oleohidráulico.

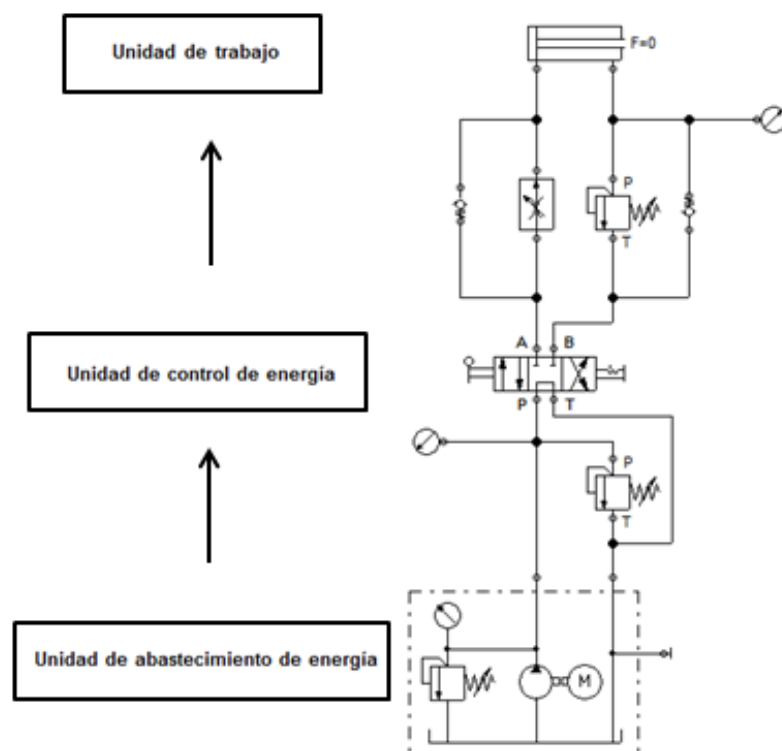


Figura 1.15. Unidades que conforman un circuito oleohidráulico.

1.6.1 Actuadores oleohidráulicos.

A los actuadores oleohidráulicos se los puede clasificar de acuerdo a su forma de operación, los cuales aprovechan la energía de un circuito oleohidráulico de forma mecánica para generar movimientos lineales. Los cilindros hidráulicos pueden ser de simple efecto, de doble efecto y telescópicos.

En las baroladoras oleohidráulicas se emplean cilindros de doble efecto, los cuales utilizan la fuerza generada por el fluido para mover el pistón en los dos sentidos, mediante una válvula solenoide.

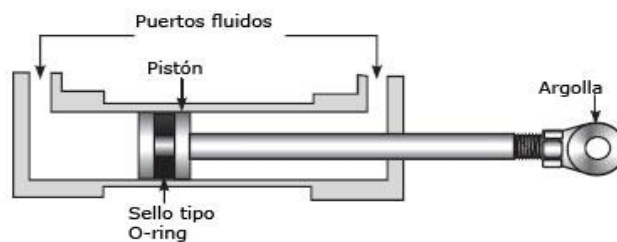


Figura 1.16. Cilindro de doble efecto.

Fuente: Sapiensman (1999).

1.7 Electrohidráulica

Analógicamente a los sistemas hidráulicos se los complementa con los sistemas eléctricos y electrónicos mediante dispositivos como: válvulas solenoides, señales de realimentación de interruptores magnéticos, sensores e interruptores eléctricos de final de carrera, entre otros. Para combinar estos sistemas eléctricos y electrónicos con los dispositivos oleohidráulicos se puede usar un PLC (Programmable Logic Controller), el cual permite una programación lógica de funcionamiento de uno o varios componentes oleohidráulicos, a este circuito se lo llama electrohidráulico.



Figura 1.17. Electrohidráulica.

Fuente: Distritec (2014).

Los componentes empleados en los sistemas electrohidráulicos son:

Tabla 1.3 . Componentes que conforman un sistema electrohidráulico.

	Componentes Oleohidráulicos	Componentes Eléctricos/Electrónicos
Elementos de trabajo	<ul style="list-style-type: none"> • Cilindros • Motores • Componentes 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores eléctricos • Válvulas solenoides • Motores lineales
Elementos de control	<ul style="list-style-type: none"> • Válvulas distribuidoras direccionales 	<ul style="list-style-type: none"> • Contadores de potencia • Transistores • Tiristores
Elementos de proceso	<ul style="list-style-type: none"> • Válvulas distribuidoras direccionales • Válvulas de aislamiento • Válvulas de presión 	<ul style="list-style-type: none"> • Contactores • Relés • Módulos electrónicos
Elementos de entrada	<ul style="list-style-type: none"> • Interruptores • Pulsadores • Interruptores final de carrera • Módulos programadores • Sensores 	<ul style="list-style-type: none"> • Interruptores • Pulsadores • Interruptores final de carrera • Módulos programadores • Sensores • Indicadores/Generadores

1.8 Análisis de alternativas

A continuación se realizará un estudio de las posibles alternativas que existen para el desarrollo de la baroladora, identificando las necesidades a satisfacer, se va a lograr obtener la mejor alternativa, para lo cual se tendrá que tener en cuenta algunos parámetros fundamentales a la hora de la selección, tales como: valores económicos, tecnologías aplicadas, mantenimiento, entre otros.

1.8.1 Identificación de necesidades.

Las necesidades a satisfacer que se han observado y se deben tomar en cuenta al momento del diseño de la baroladora son:

- **Automatización.-** La mayoría de baroladoras que existen en el país actualmente son máquinas en las cuales el proceso es manual, usando la fuerza ejercida por el operador para realizar el proceso de curvado de las planchas, con lo cual no se

obtiene un proceso adecuado. Son pocas las empresas en el país que cuentan con baroladoras semiautomáticas que ayudan a que el proceso de curvado sea más eficiente.

- **Facilidad de operación.-** Se busca la forma menos complicada al momento de operar la máquina, para evitar errores y contratiempos en el proceso de curvado.
- **Mantenimiento.-** Un buen mantenimiento de la máquina permitirá el mejor funcionamiento y alargará la vida útil de la misma. El mantenimiento de la baroladora tiene que ser sencillo de realizar, y al momento de reemplazar alguna pieza, debe ser asequible de conseguir en el mercado local o de fabricar.
- **Tamaño de la máquina.-** La máquina debe tener las medidas adecuadas para el espacio donde será instalada para su operación y para su fácil transporte cuando se lo necesite.
- **Control de parámetros.-** Los parámetros a controlar en el proceso de curvado son: tipo de material de las planchas a curvar, espesores del material, velocidad y presión de los rodillos. Estos parámetros tienen que ser controlados para lograr un buen proceso de curvado en la baroladora.
- **Economía.-** Se desea reducir costos por el uso de maquinaria ajena a la empresa como complemento para el proceso de curvado. Al lograr construir una máquina propia para el proceso de curvado de planchas, se logrará reducir los costos por el uso de maquinaria de otras empresas.

Los inconvenientes anteriormente mencionados son de gran importancia a tomar al momento del diseño de la baroladora, puesto que implementando soluciones a estos inconvenientes se logrará una mayor eficiencia en el proceso de curvado de las planchas.

1.8.2 Alternativas de solución

Para el diseño de la baroladora se ha establecido parámetros que ayudaran a una buena selección de la mejor alternativa, basándonos en las necesidades anteriormente mencionadas.

Estas alternativas son:

- Sistema mecánico.
- Sistema hidráulico.
- Sistema eléctrico.

1.8.3 Sistema mecánico

El movimiento de los rodillos motrices de una baroladora con un sistema mecánico o manual se da por medio de un volante y una rueda dentada. El volante es girado por un operador, el cual transmite el movimiento a la rueda dentada, la cual hace girar a los rodillos motrices, como se lo puede ver en la siguiente figura.

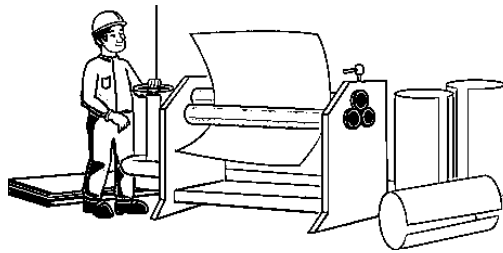


Figura 1.18. Baroladora con sistema mecánico.

Fuente: Conevyt (2014).

1.8.4 Sistema hidráulico

La baroladora con este tipo de sistema realiza la transmisión de movimiento a los rodillos mediante un motor hidráulico o eléctrico. El ajuste del rodillo superior se lo realiza por medio de dos cilindros hidráulicos sincronizados, los cuales facilitan el proceso sin exponer a peligros al operador. Este tipo de sistema cuenta con un control semiautomatizado y en algunos casos automatizado en su totalidad. El panel de control está ubicado a una distancia prudente de la máquina, lo cual hace que las baroladoras con este tipo de sistema sean en la actualidad las más modernas y eficientes.



Figura 1.19. Baroladora con sistema hidráulico.

Fuente: Bending Machine (2014).

1.8.5 Sistema eléctrico.

Este sistema consiste en utilizar un motor eléctrico y una caja reductora de velocidad acoplada al mismo para realizar el movimiento de un juego de piñones por medio del cual se genera el movimiento de los rodillos motrices. El movimiento de ajuste para el rodillo superior se lo realiza manualmente.



Figura 1.20. Baroladora con sistema eléctrico.

Fuente: Direct Industry (2014).

1.9 Elección de la mejor alternativa para el diseño de la baroladora

Para la elección del mejor equipo en el diseño de la baroladora se analizará cada alternativa propuesta de manera imparcial con las diferentes necesidades. Será necesario llevar a cabo un análisis integral del conjunto de criterios para poder llegar a un juicio comparativo de las alternativas. Para ello se ha escogido herramientas cuantitativas.

El método cuantitativo se basa en el uso de escalas numéricas para valorar las alternativas establecidas. Su principal ventaja es que es un método firme para combinar múltiples criterios. Empleando la misma escala, pero asignando diferentes pesos a los criterios, los métodos cuantitativos permiten distinguir la importancia relativa de cada necesidad. Para lograr la elección del mejor diseño para la baroladora se realizará una matriz de análisis de alternativas. En la matriz se usará una puntuación numérica con una escala del 7 al 10, siendo:

- 10 = Excelente.
- 9 = Muy Buena.
- 8 = Buena
- 7 = Mala.

Para obtener la valoración global de cada alternativa se sumará los valores obtenidos en cada una de las necesidades.

Tabla 1.4. Análisis cuantitativo de alternativas.

Alternativas	Necesidades						Valoración global	Valoración porcentual
	Automatización	Facilidad de operación	Facilidad de mantenimiento	Tamaño	Control de parámetros	Economía		
Sistema Mecánico	7	8	9	8	7	7	47/60	78,33%
Sistema Hidráulico	10	10	8	9	10	9	56/60	93,33%
Sistema Eléctrico	9	8	7	9	7	8	48/60	80%

Los argumentos de cada necesidad son:

Tabla 1.5. Argumentos de las necesidades.

Necesidades	Argumento
Automatización	Se obtiene un proceso eficiente
Facilidad de operación	No será un inconveniente para el operador la manipulación de los controles de la máquina.
Facilidad de mantenimiento	Un buen mantenimiento de la máquina evitará problemas en el proceso.
Tamaño	Tiene gran relevancia en el proceso por lo que se debe tener en cuenta para el momento de la instalación y transporte.
Control de parámetros	Los parámetros deben estar dentro de las tolerancias.
Economía	Economiza y elimina el uso de otras empresas para realizar el proceso.

Después de haber realizado el análisis cuantitativo se establece que la mejor alternativa para el diseño y construcción de la baroladora es el “SISTEMA HIDRÁULICO”, con accionamiento semiautomático y compuesto de tres rodillos, el rodillo superior será ajustable mediante cilindros hidráulicos, mientras que los dos rodillos inferiores serán motrices.

Una vez seleccionado el sistema adecuado para el diseño y construcción de la baroladora, se empezará a realizar la investigación de las fórmulas necesarias para el cálculo de los elementos que conformarán la máquina y posteriormente pasar a la construcción.

CONCLUSIONES

- El análisis de las diferentes alternativas para el diseño y construcción de la baroladora permite un mejor desempeño, funcionamiento y eficiencia de la máquina.
- La teoría proporcionada contribuye para el conocimiento básico de la baroladora así como su funcionamiento, aplicaciones, tipos y componentes de la misma.
- Para el diseño y construcción de la baroladora se realizó un análisis de alternativas, realizando el estudio de los diferentes tipos de baroladoras que existen en el mercado e industria local, teniendo las siguientes:
 - Sistema mecánico.
 - Sistema hidráulico.
 - Sistema eléctrico.

Luego de realizar el estudio de las ventajas y desventajas de cada alternativa se optó por escoger el sistema hidráulico, el cual permitirá que el rodillo superior ascienda y descienda mediante cilindros hidráulicos.

CAPÍTULO II

2. DISEÑO DE LA BAROLADORA

El presente capítulo es una recopilación de las fórmulas necesarias para el cálculo de los elementos de la baroladora, con ellas se va a realizar el cálculo las fuerzas, reacciones y momentos, para posteriormente realizar la determinación de diámetros, longitudes y materiales adecuados para cada uno de los elementos que conformarán la máquina. Los símbolos y abreviaturas de las fórmulas se han estandarizado logrando un mejor entendimiento de las mismas por el lector. A continuación se muestra el esquema para el diseño de la baroladora.

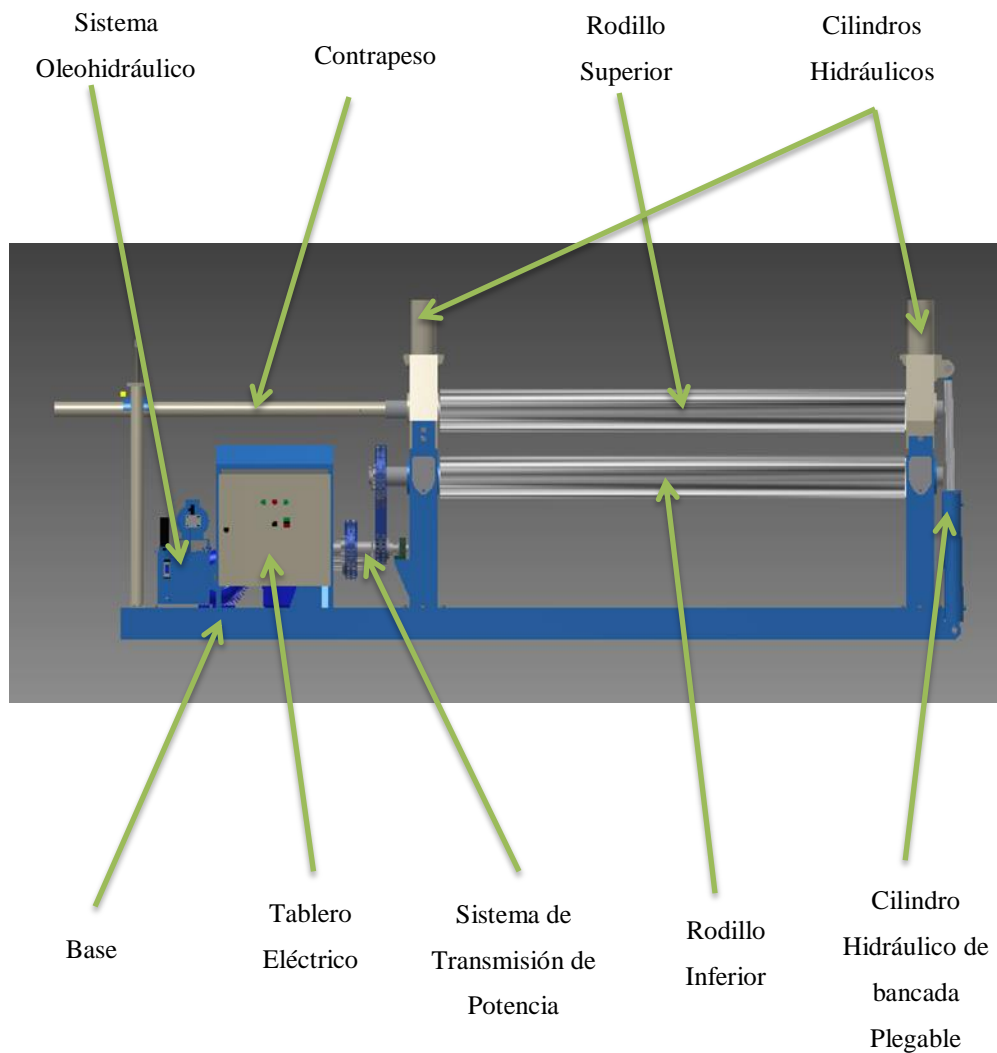


Figura 2.1. Esquema de baroladora.

2.1 Rodillos

La baroladora cuenta con tres rodillos ubicados en una geometría triangular, tal y como se muestra en la figura 2.2, un rodillo superior R1, el cual genera la fuerza necesaria para lograr el curvado de la plancha metálica, este rodillo no genera movimiento por lo que cuenta con gorriones (ejes de apoyo) simplemente apoyados en cada extremo a cilindros hidráulicos, los cuales permiten que el rodillo descienda para curvar la plancha y se eleve para liberarla.

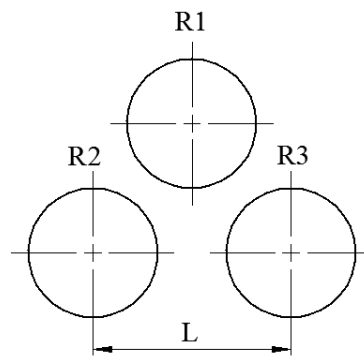


Figura 2.2. Rodillos de la baroladora.

Los dos rodillos inferiores R_2 y R_3 cuentan al igual que el rodillo superior con dos ejes de apoyo, en un extremo con un eje de apoyo simple, mientras que en el otro extremo el eje de apoyo será el encargado de recibir el movimiento mediante una rueda dentada. Para la construcción de los rodillos se empleará el material de una herramienta de perforación de pozos petroleros llamada NON-MAGNETIC DRILL COLLAR (NMDC), mostrado en la figura 2.3, un eje perforado de Monel K-500, con un diámetro exterior (OD) de 9 ½ pulgadas y un diámetro interior (ID) de 4 pulgadas. Se empleará este material para la construcción de los rodillos por estar a disposición de la empresa que auspicia la tesis.



Figura 2.3. Material para los rodillos.

Los gorriones serán contruidos por separado y acoplados a los rodillos de tal manera que formen un solo cuerpo. La figura 2.4 muestra un acoplamiento tentativo del cuerpo del rodillo y los ejes de apoyo para su diseño.

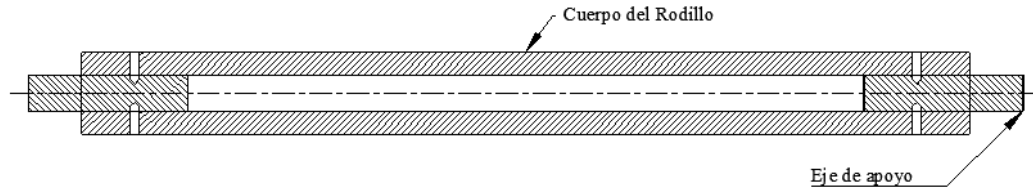


Figura 2.4. Rodillo y ejes de apoyo.

Para el diseño de los rodillos se deben dimensionar tanto a flexión como a torsión, por ser estas las fuerzas a las que están sometidos, además de esto, los rodillos deben ser diseñados para soportar otros tipos de factores, tales como resistencia a la fatiga y a la deformación.

Para el cálculo del diámetro de los rodillos, se debe establecer la distancia que existe entre los centros de los rodillos inferiores, “para planchas con espesores hasta aproximadamente 15 mm la distancia debe variar entre 25% y 35% del ancho mínimo de la plancha” (Spinalcrew, 2010).

La distancia que existe entre los rodillos inferiores, como se muestra en la figura 2.2, es de gran importancia, esto se debe a que si se tiene una corta distancia entre los centros de los rodillos la fuerza necesaria para curvar la plancha (P) será mayor, mientras que al tener una mayor distancia esta fuerza deberá ser menor.

Para el cálculo de la distancia entre los centros de los rodillos inferiores se ha formulado la siguiente ecuación:

$$L = b \cdot Y \quad (mm) \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

- L = Distancia entre los centros de los rodillos inferiores (mm)
- b = Ancho mínimo de la plancha (mm)
- Y = Porcentaje sugerido del ancho de la plancha.

Otro factor del cual también depende la fuerza P es la deformación máxima ($Y_{m\acute{a}x}$) a la que será sometida la plancha de mayor espesor, ya que al tener una mayor deformación, mayor será la fuerza necesaria para curvar la plancha.

Para el análisis de la plancha metálica a curvar, se la considerará como una placa simplemente apoyada, actuando los rodillos inferiores como apoyos de la placa y el rodillo superior es el encargado de generar la fuerza necesaria para curvar la plancha.

Para el estudio de las fuerzas que actúan en los rodillos, Gangotena plantea en su tesis (Análisis del doblado con rodillos e instrumentación del equipo de laboratorio) el siguiente diagrama que ayudará a interpretar de una manera clara el proceso de rolado.

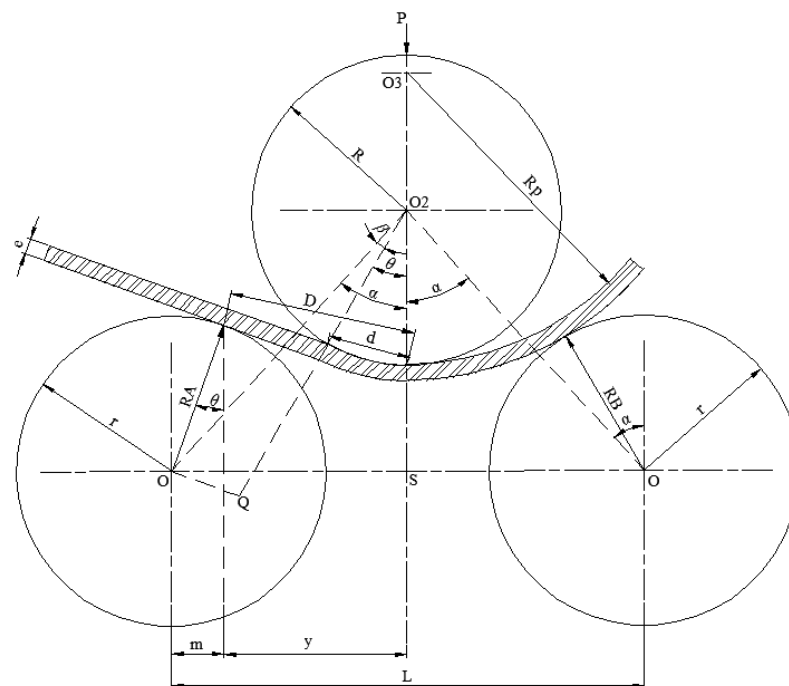


Figura 2.5. Esquemización de las fuerzas que actúan en los rodillos.

Fuente: Gangotena (1986).

La nomenclatura mostrada en la figura 2.5 se describe a continuación.

- r = Radio de los rodillos inferiores.
- R = Radio del rodillo superior.
- R_p = Radio de curvatura de la plancha metálica.
- L = Distancia entre centros de los rodillos inferiores.
- m = Distancia desde el centro del rodillo inferior izquierdo al punto de contacto de la plancha con el rodillo.

- y = Distancia desde el punto de contacto de la plancha con el rodillo inferior izquierdo hasta la línea de simetría.
- D = Distancia comprendida desde el punto de contacto de la plancha con el rodillo inferior izquierdo hasta la línea de simetría.
- d = Distancia comprendida desde el punto de contacto mínimo de la plancha con el rodillo superior hasta la línea de simetría.
- O_1 = Centro del rodillo superior.
- O_2 = Centro del rodillo inferior izquierdo.
- O_3 = Centro del rodillo inferior derecho.
- θ = Ángulo de curvado.
- α = Ángulo entre la línea de simetría y la línea comprendida entre el centro del rodillo superior y el centro del rodillo inferior izquierdo.
- β = Ángulo desde la línea comprendida entre el centro del rodillo superior y el centro del rodillo inferior izquierdo hasta la línea comprendida desde el centro del rodillo superior hasta el punto de contacto mínimo de la plancha y el rodillo superior.
- e = Espesor de la plancha.
- R_A = Reacción de la fuerza de doblado del rodillo inferior izquierdo.
- R_B = Reacción de la fuerza de doblado del rodillo inferior derecho.

Gangotena (1986) plantea que la fuerza necesaria para realizar el curvado de la plancha (p) es una fuerza distribuida de tipo triangular, la cual es mínima cuando la plancha inicia el contacto con el rodillo superior (punto mínimo) y es máxima cuando la plancha se encuentra en contacto con el punto centro inferior de la superficie del rodillo (punto máximo).

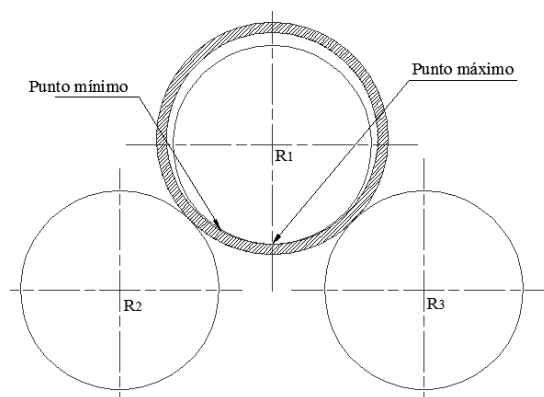


Figura 2.6. Puntos de contacto entre la plancha y el rodillo superior.

Para el análisis se establece que la fuerza de doblado solo se produce a un lado del eje superior, mientras que al otro lado del rodillo superior la fuerza se la considera como mínima o nula, “más bien producto de la recuperación elástica del material, pues en teoría la pieza sale completamente conformada desde el eje de simetría” (Gangotena, 1986) .

Después del punto máximo de contacto, la plancha ha obtenido el radio de curvado y es guiado por el rodillo R_3 para finalizar el proceso. La siguiente figura muestra la carga distribuida que se genera entre el punto de contacto mínimo y máximo.

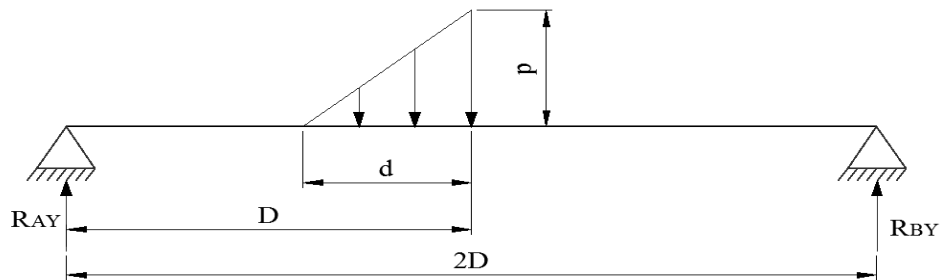


Figura 2.7. Carga distribuida en el proceso de curvado.

La fuerza puntual P , resultado de la fuerza distribuida p , es la fuerza que genera el rodillo superior, la cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$P = \frac{d \cdot p}{2} \text{ (N)} \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

- P = Fuerza de curvado (N).
- d = Distancia desde el punto de contacto mínimo entre la plancha y el rodillo superior hasta la línea de simetría (mm).
- p = Fuerza distribuida (N/mm).

La deformación de la plancha metálica se da en función del ángulo θ , el valor de este ángulo será mínimo (0°) cuando aún la plancha no ha sido deformada y será máximo

cuando el rodillo superior tenga contacto con los rodillos inferiores o cuando el espesor de la lámina sea el mínimo.

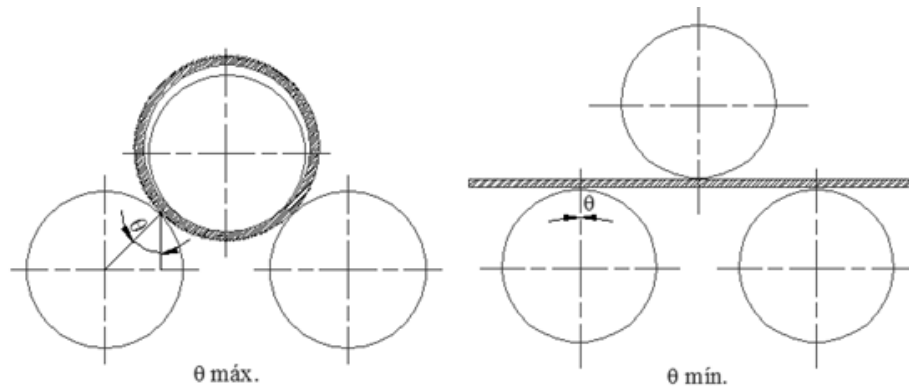


Figura 2.8. Ángulo θ máximo y mínimo.

De la figura 2.5 se puede establecer que:

$$\cos \beta = \frac{\overline{O_2 Q}}{\overline{O O_2}}$$

$$\sin \alpha = \frac{\frac{L}{2}}{\overline{O O_2}}$$

Despejando la última expresión se obtiene que:

$$\overline{O O_2} = \frac{\frac{L}{2}}{\sin \alpha}$$

Por lo tanto:

$$\cos \beta = \frac{\overline{O_2 Q} \cdot \sin \alpha}{\frac{L}{2}}$$

Analizando la gráfica 2.5 se puede establecer que la distancia $\overline{O_2 Q} = R + r + e$, lo que lleva a obtener la siguiente expresión:

$$\cos \beta = \frac{2 \cdot (R + r + e) \cdot \sin \alpha}{L}$$

Por lo tanto, el ángulo β será igual a:

$$\beta = \cos^{-1} \left[\frac{2 \cdot (R + r + e) \cdot \sin \alpha}{L} \right]$$

El ángulo α será igual a:

$$\alpha = \sin^{-1} \left[\frac{L}{2 \cdot (R + r + e)} \right]$$

Se ha podido determinar en la gráfica 2.5 que cuando “ e ” es el mínimo, el ángulo θ es igual al ángulo α , siendo en este instante $\theta_{máx}$, por lo tanto se obtiene que el ángulo máximo de curvado está dado por la siguiente expresión:

$$\theta_{máx} = \sin^{-1} \left[\frac{L}{2 \cdot (R + r + e)} \right] \quad \text{Ec. 2.3}$$

Con lo planteado, se concluye que la fuerza generada por los rodillos no es directamente proporcional al ángulo θ , al aumentar θ , disminuye el valor de las fuerzas P , R_A y R_B . Realizando sumatoria de momentos usando la figura 2.7, se obtiene las ecuaciones para determinar los valores de R_{AY} y R_{BY} , obteniendo las siguientes expresiones:

$$R_{AY} = \frac{p \cdot d \cdot (3 \cdot D + d)}{12 \cdot D} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Para R_{BY} será:

$$R_{BY} = \frac{p \cdot d \cdot (3 \cdot D - d)}{12 \cdot D} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Para encontrar el momento máximo se debe realizar un análisis de la fuerza distribuida, mostrada en la figura 2.9.

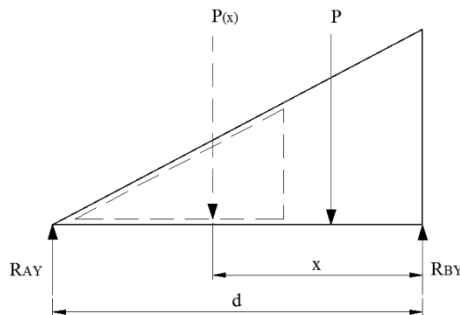


Figura 2.9. Análisis de la fuerza distribuida.

Realizando una sumatoria de fuerzas en el triángulo se obtiene lo siguiente.

$$\uparrow (+) \sum F_V = 0$$

$$-P + R_{AY} + R_{BY} = 0$$

$$P = R_{AY} + R_{BY}$$

El momento en A será igual a:

$$\curvearrowright (+) \sum M_A = 0$$

$$-P \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot L\right) + R_{BY} \cdot L = 0$$

De donde se obtiene, $R_{BY} = \frac{2}{3} \cdot P$

Y como resultado, R_{AY} será: $R_{AY} = \frac{1}{3} \cdot P$

De la gráfica 2.9 se concluye que P está en función de x , porque P no es el mismo a lo largo de d . Para tener una idea más clara, $P_{(x)}$ producido por el triángulo de líneas entrecortadas, es diferente que P producido por el total del triángulo, para ello se analiza el triángulo entrecortado y se plantea la siguiente expresión:

$$f_{(x)} = P_{(x)}$$

$$f_{(x)} = a \cdot x$$

Siendo “ a ” una constante. Para obtener la carga P , se integra $f_{(x)}$, obteniendo lo siguiente:

$$P = \int_0^x a \cdot x$$

$$P = \frac{a \cdot x^2}{2}$$

Empleando esta última expresión para la carga distribuida con una distancia d , se obtiene lo siguiente:

$$P = \frac{a \cdot d^2}{2}$$

La constante será igual a:

$$a = \frac{2 \cdot P}{d^2}$$

Reemplazando la constante a en la expresión de P , para una distancia x , se obtiene:

$$P_{(x)} = \frac{P \cdot x^2}{d^2}$$

A continuación se procede a calcular el momento, obteniendo la siguiente expresión:

$$M = -P_{(x)} \cdot \left(\frac{x}{3}\right) + R_{BY} \cdot x$$

Reemplazando la expresión de $P_{(x)}$ se obtiene lo siguiente:

$$M = (R_{BY} \cdot x) - \frac{P \cdot x^3}{3 \cdot d^2}$$

Para el cálculo del momento máximo se procede a derivar la anterior expresión igualando a 0, obteniendo lo siguiente:

$$0 = R_{BY} - \frac{P \cdot x^2}{d^2}$$

$$R_{BY} = \frac{P \cdot x^2}{d^2}$$

Reemplazando las ecuaciones 2.2 y 2.4 en la expresión anterior se obtiene que x es:

$$\frac{p \cdot d}{2} \cdot \frac{(3D - d)}{6D} = \frac{d \cdot p \cdot x^2}{2 \cdot d^2}$$

$$\frac{(3D - d)}{6D} = \frac{x^2}{d^2}$$

$$x = d^2 \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}}$$

Como R_{AY} se trasladó para el análisis al triángulo, finalmente se tiene que x :

$$x = D + d^2 \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Por lo tanto, el valor del momento máximo está dado por la siguiente expresión:

$$M_{m\acute{a}x} = R_B \cdot \left[D + \frac{2 \cdot d}{3} \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}} \right] \quad \text{Ec. 2.7}$$

De la figura 2.5 se puede definir que R_A y R_B están dados por las siguientes expresiones:

$$R_A = \frac{R_{AY}}{\cos \theta} \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$R_B = \frac{R_{BY}}{\cos \theta} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Las distancias m , D y d serán:

$$m = r \cdot \sin \theta \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$D = \frac{\frac{L}{2} - m}{\cos \theta} \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$d = r \cdot \tan \theta \quad \text{Ec. 2.12}$$

Reemplazando las ecuaciones 2.2, 2.5 y 2.9 en la ecuación 2.7 se obtiene:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{P \cdot (3 \cdot D - d)}{6 \cdot D \cdot \cos \theta} \cdot \left[D + \frac{2 \cdot d}{3} \cdot \sqrt{\frac{(3D - d)}{6D}} \right] \quad \text{Ec. 2.13}$$

El momento máximo ($M_{m\acute{a}x}$) será igual al momento plástico (M_p), el cual Timoshenko (2009, p.506) describe como el momento máximo que puede soportar un material elastoplástico.

Entonces, al despejar de la ecuación 2.13 la fuerza de curvado, se obtiene la siguiente ecuación:

$$P = \frac{M_p \cdot 6 \cdot D \cdot \cos \theta}{[3 \cdot D - d] \cdot \left[D + \frac{2 \cdot d}{3} \cdot \sqrt{\frac{(3D-d)}{6D}} \right]} \quad (\text{N}) \quad \text{Ec. 2.14}$$

Donde:

- P = Fuerza de curvado (N).
- M_p = Momento plástico (N.mm).

El momento plástico también está dado por la siguiente ecuación según el libro Mecánica de materiales de Timoshenko:

$$M_p = Z \cdot \sigma_f \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \quad \text{Ec. 2.15}$$

Donde:

- Z = Modulo plástico (mm^3)
- σ_f = Limite de fluencia (N/mm^2)

El modulo plástico para una sección transversal rectangular está dado por la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{b \cdot h^2}{4} \quad (\text{mm}^3) \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde:

- b = base de la sección rectangular (mm).
- h = altura de la sección rectangular (mm).

Para determinar la longitud de los rodillos hay que tener en cuenta algunos aspectos importantes, tales como:

- Conocer la longitud máxima (L) de las planchas a curvar.
- Deben existir espacios muertos (x) a cada extremo de los rodillos para evitar que la plancha a curvar no tenga contacto con la estructura de la máquina, lo cual generaría diversos problemas.

- Para la consideración de estas longitudes es de gran importancia tomar en cuenta el factor económico, si se considera longitudes muy grandes el costo de los rodillos será mayor.

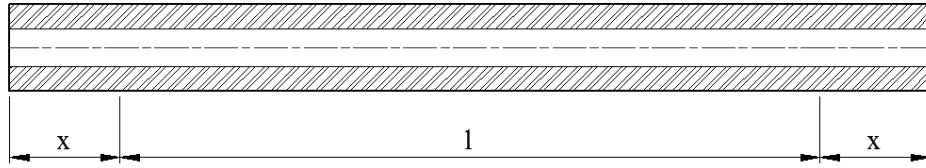


Figura 2.10. Longitud total de los rodillos.

Estableciendo estos valores se obtendrá el valor total de la longitud de los rodillos.

$$L_R = l + 2 \cdot x \text{ (mm)} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Donde:

- L_R = Longitud de los rodillos (mm)
- l = Ancho máximo de la plancha (mm)
- x = Espacio muerto (mm)

Obtenida la longitud de los rodillos se podrá calcular las reacciones que se generan en los gorriones de los rodillos, como se muestra en la figura 2.11.

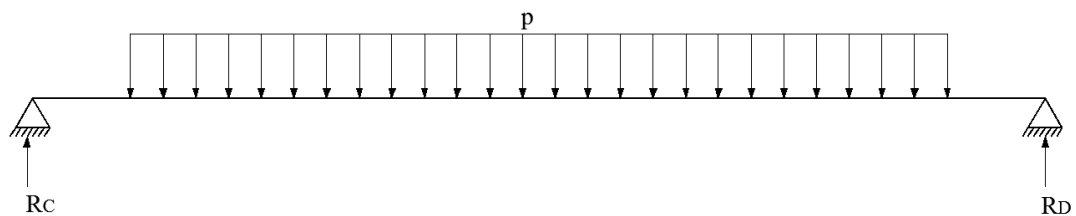


Figura 2.11. Reacciones R_C y R_D en los gorriones.

En la gráfica se puede observar que la carga distribuida “p” se encuentra a lo largo del rodillo donde se encuentra la plancha, esta fuerza distribuida se obtiene de la siguiente ecuación:

$$p = \frac{P}{L_R} \left(\frac{N}{mm} \right) \quad \text{Ec. 2.18}$$

Obteniendo p , se calcula las reacciones en los gorriones (R_C y R_D) de los rodillos mediante sumatoria de fuerzas y con ello se procede a calcular los momentos máximos, tanto en los gorriones como en el cuerpo de los rodillos, para lo cual se aplica el método de secciones (cortes).

Mediante la relación del esfuerzo a flexión real y el esfuerzo a flexión de diseño (con factor de seguridad) se llega a calcular el diámetro de los rodillos y los gorriones.

Mott (2006), describe que el esfuerzo de flexión real que se desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de flexión de diseño.

$$\sigma_f \leq \bar{\sigma}_f \quad \text{Ec. 2.19}$$

Donde:

- σ_f = Esfuerzo de flexión real (N/mm^2).
- $\bar{\sigma}_f$ = Esfuerzo de flexión de diseño (N/mm^2).

El esfuerzo de flexión está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_f = \frac{M_{\text{máx}}}{Z} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) \quad \text{Ec. 2.20}$$

Donde:

- $M_{\text{máx}}$ = Momento máximo (N.mm).
- Z = Modulo de sección (mm^3).

Para ejes perforado y sometidos a flexión se tiene que el módulo de sección, según la información del Colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha (CIMEPI) es igual a:

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D} \quad (\text{mm}^3) \quad \text{Ec. 2.21}$$

Donde:

- D = Diámetro exterior (mm).
- d = Diámetro interior (mm).

Para el caso de ejes macizos se tiene que:

$$Z = \frac{\pi d^3}{32} (mm^3) \quad \text{Ec. 2.22}$$

Donde:

- d = Diámetro exterior (mm).

Para determinar el esfuerzo de flexión de diseño, se aplica la siguiente ecuación:

$$\overline{\sigma}_f = \frac{S_y}{n} \quad \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad \text{Ec. 2.23}$$

Donde:

- n = Factor de seguridad.
- S_y = Esfuerzo de fluencia (N/mm^2)

Al valor del factor de seguridad se lo puede expresar como “una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga” (Robert L. Mott, 2006). Con frecuencia los factores de seguridad están definidos por códigos establecidos por organizaciones de normalización, pero cuando no se cuenta con estos códigos el diseñador debe aplicar su criterio para establecer este valor, un criterio valido para establecer un factor de seguridad es la experiencia obtenida.

Mott (2006, p.185) plantea los siguientes factores de seguridad para materiales dúctiles.

- $n = 1,25$ a 2 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- $n = 2$ a $2,5$. Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.
- $n = 2,5$ a 4 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
- $n = 4$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo

de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Obtenido el dimensionamiento a flexión de los rodillos y gorriones, se procede a dimensionar a torsión. Para el dimensionamiento a torsión se debe determinar la velocidad de giro de los rodillos. Según el catálogo “MÁQUINA ROLADORA HIDRÁULICA DE 3 ROLOS MODL 3R HSS 25-320” la velocidad de trabajo de los rodillos está entre 1,5 m/min y 5 m/min.

Las velocidades de giro de los rodillos dependerán del esfuerzo necesario para curvar las planchas. Para planchas delgadas los catálogos de roladoras recomiendan velocidades moderadas, y para planchas con espesores grandes, velocidades bajas.

La velocidad angular de los rodillos está dada por la siguiente ecuación:

$$w = \frac{v_t}{R} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \left(\frac{rad}{s} \right) \quad \text{Ec. 2.24}$$

Donde:

- w = Velocidad angular (rad/s).
- v_t = Velocidad tangencial de giro (m/s).
- R = Radio (m).
- n = Revoluciones por minuto (r.p.m).

De donde se obtiene que:

$$n = \frac{60 \cdot w}{2 \cdot \pi} \quad (r.p.m) \quad \text{Ec. 2.25}$$

Para el cálculo del momento torsor se emplea la siguiente ecuación:

$$M_t = F_t \cdot R \quad (N.mm) \quad \text{Ec. 2.26}$$

Donde:

- M_t = Momento torsor (N.mm).
- F_t = Fuerza tangencial (N).
- R = Radio (mm).

La fuerza tangencial está dada por:

$$F_t = m \cdot a_t \quad (N) \quad \text{Ec. 2.27}$$

Donde:

- m = Masa (Kg).
- a_t = Aceleración tangencial (rad/s^2).

La aceleración tangencial está dada por:

$$a_t = w^2 \cdot R \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) \quad \text{Ec. 2.28}$$

La masa esta expresada por la siguiente ecuación:

$$m = \delta \cdot V \quad (Kg) \quad \text{Ec. 2.29}$$

Donde:

- m = Masa (Kg).
- δ = Densidad (Kg/mm^3).
- V = Volumen (mm^3).

Una vez que se ha obtenido el momento torsor se procede a calcular el esfuerzo debido a la torsión que está dada por la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{M_t}{Z_p} \quad \left(\frac{N}{\text{mm}^2}\right) \quad \text{Ec. 2.30}$$

Donde:

- τ = Esfuerzo de torsión (N/mm^2).
- M_t = Momento torsor (N.mm).
- Z_p = Modulo de resistencia a la torsión (mm^3).

Z_p para ejes perforados está dado por:

$$Z_p = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D}\right) \quad (\text{mm}^3) \quad \text{Ec. 2.31}$$

Una vez deducido el esfuerzo de torsión, se deduce el esfuerzo de fluencia.

Para la comprobación del esfuerzo a flexión se emplea la siguiente ecuación de combinación de esfuerzos:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_f}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{Ec. 2.32}$$

Para lo cual se debe cumplir que:

$$\sigma_{1,2} \leq \bar{\sigma}_f$$

Y también la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \leq \bar{\tau}$$

Donde:

$$\bar{\tau} = 0,5 \cdot \bar{\sigma}_f$$

2.1.1 Cálculo de diámetros para rodillos tomando en cuenta su peso.

Para el cálculo de los pesos de los rodillos se aplica la siguiente ecuación:

$$W = m \cdot g \quad (N) \quad \text{Ec. 2.33}$$

Donde:

- W = peso de los rodillos (N).
- m = masa de los rodillos (Kg).
- g = gravedad (m/s^2).

Calculado el peso se procede al cálculo de las reacciones y el momento máximo en el cuerpo de los rodillos y en los apoyos de los mismos. Obtenido el momento máximo con el peso propio de los rodillos se procede al cálculo del diámetro del cuerpo y de los apoyos usando la ecuación 2.19. Obtenido los diámetros de los rodillos se procede a estandarizar los diámetros con la ayuda de catálogos para luego proceder a la comprobación por torsión, para lo cual se calcula el momento torsor en vacío y cuando la plancha ingresa a los rodillos.

Al tener contacto la plancha con los rodillos se genera una fuerza de rodadura, esto se presenta cuando un cuerpo rueda sobre una superficie, deformándose uno de ellos o ambos, en este caso la plancha. Esta fuerza está expresada por la siguiente ecuación:

$$F_r = \frac{P \cdot f}{r} \quad (N) \quad \text{Ec. 2.34}$$

Donde:

- F_r = Fuerza de rodadura (N).
- P = Fuerza aplicada (N).
- r = Radio del rodillo (mm).
- f = Coeficiente de rozamiento de rodadura (mm).

“Para mantener los rodillos girando a una velocidad constante, se debe ejercer una fuerza sobre los rodillos que iguale en magnitud y que se oponga en dirección a la fuerza de rozamiento de rodadura ejercida por la plancha” (Bramón, 2005). Obtenidas las fuerzas que actúan sobre la plancha, se procede a calcular la fuerza tangencial (F_t) que se necesita para vencer estos rozamientos mediante una sumatoria de fuerzas, y así obtener el momento torsor para realizar la suma total del momento torsor (M_{IT}).

Shigley (2008) manifiesta que a menudo se encuentra que los elementos de máquinas han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes; no obstante, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama falla por fatiga.

Para comprobar que el material de los rodillos cumpla con la resistencia a la fatiga se sigue el procedimiento que plantea Decker en su libro Elementos de Máquinas, para lo cual se procede a calcular la tensión equivalente.

La tensión equivalente se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_f^2 + 3 \cdot \alpha^2 \cdot \tau^2)} \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right) \quad \text{Ec. 2.35}$$

Donde:

- σ_v = Tensión equivalente (N/mm²).
- σ_f = Tensión a la flexión (N/mm²).
- τ = Tensión a la torsión (N/mm²).
- α = Factor de fatiga.

La resistencia a la fatiga referida a la sección transversal de un eje, es:

$$\sigma_g = \frac{\sigma_w \cdot b_o}{\beta_{kb} \cdot (1-R)} \leq k \cdot \sigma_w \quad \text{Ec. 2.36}$$

Donde:

- σ_g = Resistencia a la fatiga (N/mm²).
- σ_w = Resistencia del material bajo cargas alternativas de tracción y compresión (N/mm²).
- b_o = Coeficiente de influencia de la superficie.
- β_{kb} = Coeficiente de entalladura.
- R = Grado de reposo.
- k = Factor para el límite de la resistencia a la fatiga $\approx 2,1$ para tramos con esfuerzo de flexión; $\approx 1,6$ para tramos sin esfuerzos de flexión.

El coeficiente de entalladura está dado por la siguiente ecuación:

$$\beta_{kb} = \frac{\alpha_{kb}}{1 + \sqrt{\rho^* \cdot x}} \quad \text{Ec. 2.37}$$

Donde:

- α_{kb} = Coeficiente de forma de entalladura.
- ρ^* = Radio de entalladura equivalente.
- x = Caída de tensión sufrida.

La entalladura es el acabado que se le da a la unión de diferentes diámetros en un mismo eje. El grado de reposo es igual a:

$$R = \frac{\sigma_m}{\sigma_v} \quad \text{Ec. 2.38}$$

Donde:

- R = Grado de reposo.
- σ_m = tensión media del ciclo de carga (N/mm^2).

Para el correcto dimensionado es decisiva la seguridad contra la rotura por fatiga (S_D), para lo cual se tiene que cumplir que:

$$S_D \geq 1,7 \text{ para } R > 0,25 \dots 0,75$$

Donde:

$$S_D = \frac{\sigma_g}{\sigma_v} \quad \text{Ec. 2.39}$$

2.2 Cálculo de bocines para los apoyos de los rodillos

Los cojinetes de superficie plana para piezas rotatorias, también llamados bocines, soportan cargas y al mismo tiempo permiten el movimiento entre sí de dos elementos de una máquina. Se los llama así a este tipo de cojinetes ya que al contrario de los otros tipos de cojinetes que cuentan con elementos rodantes, estos solo constituyen un cilindro con superficie plana, tal como se muestra en la siguiente figura.

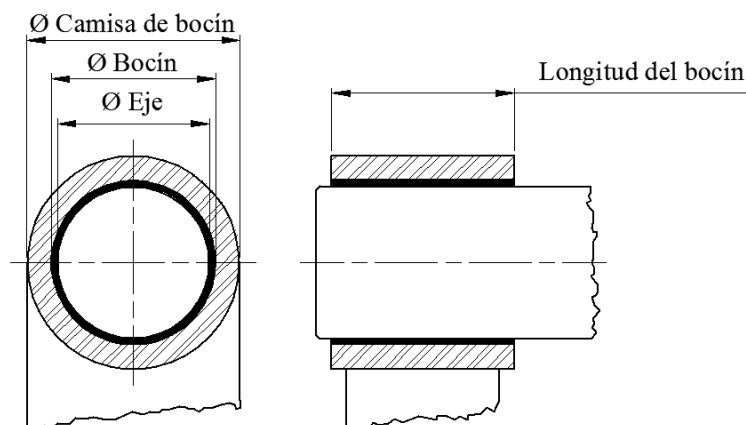


Figura 2.12. Cojinete de superficie plana.

Los materiales para la fabricación de bocines están expuestos a compresión, fatiga, desgaste y corrosión. Una propiedad de los bocines es ser auto lubricantes.

Este tipo de cojinetes son fabricados de aluminio, zinc, plásticos, babbitt y bronce, este último es el más usado. Para determinar el espesor del bocín se realiza una relación de esfuerzos, entre el esfuerzo a compresión y el esfuerzo permisible, el primer esfuerzo está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad \text{Ec. 2.40}$$

Donde:

- σ = Esfuerzo (N/mm²).
- F = Fuerza de compresión (N).
- A = Área (mm²).

El esfuerzo permisible está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad \text{Ec. 2.41}$$

Donde:

- σ = Esfuerzo permisible (N/mm²).
- S_y = Esfuerzo de fluencia o resistencia a la fluencia (N/mm²).
- n = Factor de seguridad.

Igualando estas expresiones se obtiene lo siguiente:

$$\frac{F}{A} = \frac{S_y}{n}$$

Para lo cual, el área del bocín será:

$$A = 2 \cdot e \cdot l$$

Donde:

- e = Espesor del bocín (mm).
- l = Longitud del bocín (mm).

Entonces, se tiene que el espesor necesario para el bocín será:

$$e = \frac{F \cdot n}{2 \cdot S_y \cdot l} \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.42}$$

2.3 Contrapeso del rodillo superior

El contrapeso ayudará a mantener al rodillo superior en su posición vertical y evitar que se cuelgue al momento de quitar el apoyo D, tal como se muestra en la figura 2.13 permitiendo retirar la plancha cuando ha sido cilindrada totalmente.

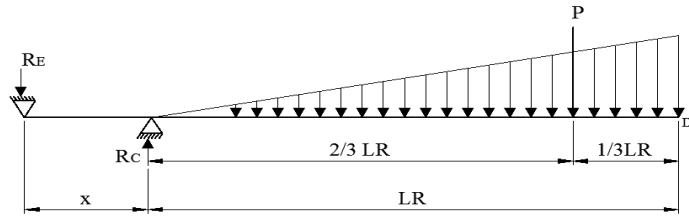


Figura 2.13. Contrapeso R_E del rodillo superior.

La distancia donde debe ser ubicado el contrapeso, denominada x , debe ser la necesaria para soportar el peso del rodillo, que en este caso se traslada al extremo del rodillo que ha sido liberado. Se asume que el valor del contrapeso R_E es el mismo que la fuerza puntual que genera el peso del rodillo (P), x debe ser igual a $2/3$ de la longitud del rodillo (L_R), esto se lo obtiene realizando sumatoria de momentos en el apoyo C, entonces:

$$\begin{aligned} \curvearrowright (+) \sum M_C &= 0 \\ -P \cdot \left(\frac{2 \cdot L_R}{3} \right) + R_E \cdot x &= 0 \end{aligned}$$

Por lo tanto, si $P = R_E$, se tiene que x es igual a:

$$x = \left(\frac{2 \cdot L_R}{3} \right) \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.43}$$

2.4 Sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión es el encargado de generar el movimiento sincronizado de los rodillos inferiores, los cuales permitirán el desplazamiento de la plancha desde un extremo de la roladora al otro. El sistema de transmisión para este caso estará conformado por un sistema de catarinas y cadenas para transmitir el movimiento

desde la caja reductora hasta los rodillos, poleas y bandas para transmitir el movimiento entre el motor eléctrico y la caja reductora de velocidad, este sistema de transmisión se lo puede observar en la siguiente gráfica.

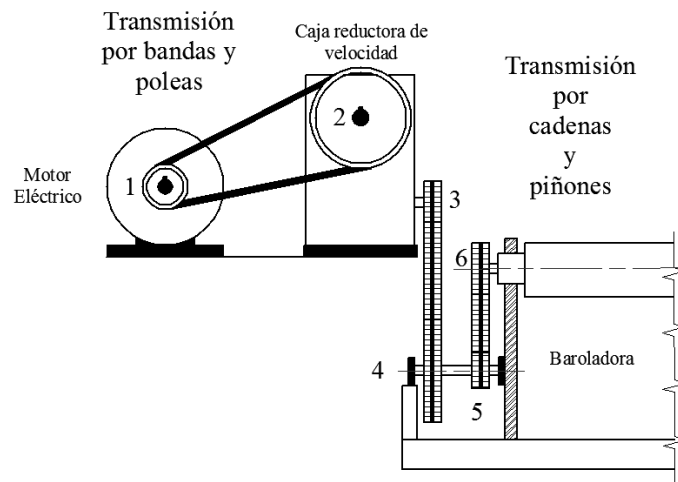


Figura 2.14. Sistema de transmisión de potencia mediante bandas y cadenas.

Para partir con el diseño del sistema de transmisión, es de gran importancia conocer la potencia y el par de torsión requeridos para generar el movimiento de los rodillos. “La potencia específica, la combinación de par de torsión y velocidad angular que la unidad puede resistir” (Budynas & Nisbett, 2008).

Por lo regular la potencia no es constante a lo largo de un sistema de transmisión, esto se debe a la eficiencia del motor, la cual viene como dato de placa, pero idealmente se puede considerar que la potencia de entrada es igual a la potencia de salida, de modo que se puede decir que la potencia transmitida generada por un motor, es la misma a través de todo el sistema, ya que las pérdidas que se producen son muy pequeñas, estas pérdidas se dan debido a factores como la fricción que se dan en los diferentes elementos que lo conforman, tales como: cadenas, bandas, catarinas, poleas, entre otros. Descrito lo anterior se puede definir a la potencia con la siguiente ecuación:

$$H = T_i \cdot \omega_i = T_o \cdot \omega_o \quad (\text{hp}) \quad \text{Ec. 2.44}$$

Donde:

- H = Potencia (hp).
- T_i = Par de torsión de entrada (N.m).

- T_o = Par de torsión de salida (N.m).
- w_i = Velocidad angular de entrada (r.p.m).
- w_o = Velocidad angular de salida (r.p.m).

“Con una potencia constante, una relación de engranes para disminuir la velocidad angular incrementará de manera simultánea el par de torsión” (Budynas & Nisbett, 2008). La relación de transmisión por medio de catarinas y poleas será:

$$K = \frac{w_i}{w_o} = \frac{T_o}{T_i} \quad \text{Ec. 2.45}$$

Donde:

- K = Relación de transmisión (adimensional).

2.4.1 Selección del motor eléctrico

La selección del motor eléctrico para el sistema de transmisión de potencia se lo realiza tomando en cuenta diferentes aspectos, tanto en eficiencia del mismo como perdidas de potencia generadas por los elementos que conforman el sistema, tales como: cajas reductoras, poleas, bandas, piñones y cadenas.

La potencia necesaria para el sistema se calcula mediante la ecuación 2.44. El torque necesario para accionar los rodillos se debe multiplicar por la cantidad de los mismos. Obtenida la potencia del sistema se procede a obtener la potencia de salida en el eje del motor, la cual es necesaria para vencer el torque en el sistema, la cual está expresada por la siguiente ecuación.

$$P_{eje} = \frac{H}{n} \quad (\text{hp}) \quad \text{Ec. 2.46}$$

Dónde:

- P_{eje} = Potencia en el eje (hp).
- n = Rendimiento del motor (Valor obtenido en placa del motor).

Ya obtenida la potencia en el eje, además de estandarizar se procede a obtener la potencia real, la cual se ve afectada por los rendimientos de los diferentes sistemas de reducción que posee el sistema.

La potencia real está descrita por.

$$P_{real} = \frac{P_{eje}}{n_t} \text{ (hp)} \quad \text{Ec. 2.47}$$

Sabiendo que $n_t = n_b \cdot n_c \cdot n_p$

Donde:

- n_t = Rendimiento global.
- n_b = Rendimiento bandas y poleas.
- n_c = Rendimiento caja reductora.
- n_p = Rendimiento piñones cadenas.

Decker en el libro Elementos de Máquinas, en el capítulo de Rozamiento, Rendimiento y Transmisiones, describe los rendimientos para los diferentes elementos de transmisión y reducción de potencia. Una vez obtenido la potencia real se procede a estandarizar el motor y seleccionar según catálogos del mercado.

2.4.2 Sistema de transmisión por correas trapezoidales

Para el cálculo del sistema de transmisión por correas trapezoidales, se establece la potencia a transmitir, velocidad de la polea pequeña, velocidad de la polea grande, la distancia aproximada entre centros de poleas, o la máxima y mínima permisible, condiciones de funcionamiento, tipo de máquina accionada y horas de funcionamiento. Con estos valores, se procede a corregir la potencia a transmitir en función de las condiciones de trabajo con la siguiente ecuación:

$$P_c = P \cdot C_c \text{ (hp)} \quad \text{Ec. 2.48}$$

Donde:

- P_c = Corrección de potencia (hp).
- P = Potencia a transmitir (hp).
- C_c = Coeficiente de corrección de potencia (Según tablas).

En función de la potencia a transmitir corregida y de la velocidad angular de la polea menor, se determina la sección de la correa, esto se lo realiza con la ayuda tablas, las

cuales son proporcionadas por los fabricantes. Ya seleccionado el tipo de correa, se procede a determinar el diámetro primitivo de la polea menor (d), esto se lo hace por medio de catálogos. El diámetro primitivo de la polea mayor se lo calcula mediante la siguiente ecuación:

$$D = d \cdot K \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.49}$$

Donde:

- D = Diámetro primitivo de la polea mayor (mm).
- d = Diámetro primitivo de la polea menor (mm).
- K = Relación de transmisión.

Cuando no está previamente establecida la distancia entre ejes (I), esta distancia puede ser determinada mediante el siguiente criterio, para $1 \leq K \leq 3$:

$$I \geq \frac{(K+1) \cdot d}{2} + d \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.50}$$

La longitud primitiva teórica de la correa está dada por la siguiente ecuación:

$$L = 2 \cdot I + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 \cdot I} \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.51}$$

Donde:

- L = Longitud primitiva teórica de la correa (mm).

Con esta longitud primitiva teórica de la correa, se selecciona la longitud primitiva nominal de la correa (L') más aproximada al valor L , esto se lo hace mediante tablas que son proporcionadas por los fabricantes. Para el caso en que $L' \neq L$, se procede a calcular la distancia efectiva, dada por la siguiente ecuación:

$$I_e = I \pm \frac{L-L'}{2} \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.52}$$

Donde:

- I_e = Distancia efectiva entre ejes (mm).

El cálculo del arco de contacto sobre la polea menor será:

$$\delta = 180 - 57 \cdot \frac{D-d}{I_e} \quad (^\circ) \quad \text{Ec. 2.53}$$

Donde:

- δ = arco de contacto sobre la polea menor ($^\circ$).

En la siguiente figura se muestra el arco de contacto sobre la polea menor.

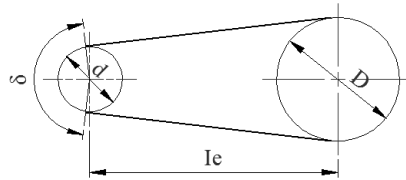


Figura 2.15. Arco de contacto sobre la polea menor.

La potencia efectiva de la correa está dada por la siguiente ecuación:

$$P_a = (P_b + P_d) \cdot C_\gamma \cdot C_L \quad (\text{hp}) \quad \text{Ec. 2.54}$$

Donde:

- P_a = Potencia efectiva (hp).
- P_b = Potencia base (hp).
- P_d = Potencia diferencia (hp).
- C_γ = Factor de corrección para arcos de contacto.
- C_L = Factor de corrección en función del tipo de correa.

Los valores de P_b , P_d , C_γ y C_L son obtenidos mediante tablas. La determinación de la cantidad de correas que son necesarias, se lo calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Núm} = \frac{P_c}{P_a} \quad \text{Ec. 2.55}$$

Donde:

- Núm = Cantidad de correas (Bandas).

La velocidad tangencial de la correa se obtiene de la siguiente expresión:

$$v = \frac{0,52 \cdot d \cdot N}{1000} \quad \left(\frac{m}{s} \right) \quad \text{Ec. 2.56}$$

Donde:

- v = Velocidad tangencial de la correa (m/s).
- d = Diámetro primitivo de la polea menor (mm).
- N = Velocidad angular de la polea menor (r.p.m.).

2.4.3 Sistema de transmisión de potencia mediante cadenas

Para el cálculo del sistema de transmisión por cadenas, se establece un número tentativo de dientes para la catarina de menor diámetro. “Se considera como buena regla el utilizar una rueda conductora de 17 dientes por lo menos para obtener un funcionamiento suave” (Calero & Carta, 1999). Seleccionado el número de dientes de la rueda menor se obtiene el número de dientes de la catarina de mayor diámetro, esto se lo obtiene con la siguiente ecuación:

$$N_o = N_i \cdot K \quad \text{Ec. 2.57}$$

Donde:

- N_o = Número de dientes de la catarina de mayor diámetro.
- N_i = Número de dientes de la catarina de menor diámetro.

El número de eslabones que conformarán la cadena según el libro Fundamentos de mecanismos y máquinas está dado por la siguiente expresión:

$$n_e = \frac{2 \cdot L}{t} + \frac{N_i + N_o}{2} + \left[\frac{N_o - N_i}{2 \cdot \pi} \right]^2 \cdot \frac{t}{L} \quad \text{Ec. 2.58}$$

Donde:

- n_e = Número de eslabones.
- t = Paso.
- L = Distancia entre los centro de los ejes de las catarinas (mm).

Para el cálculo del número de eslabones se establece una distancia tentativa entre los centros de los ejes de las catarinas. Calero y Carta (1999) recomienda de obtenerse un número de eslabones impar, aproximar al número entero par más próximo. El cálculo de L exacto se lo obtiene de la siguiente manera:

$$L = \frac{t}{4} \cdot \left[n_e - \frac{N_i + N_o}{2} + \left[\left[n_e - \frac{N_i + N_o}{2} \right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{N_o - N_i}{\pi} \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.59}$$

La potencia nominal es aquella que podrá ser transmitida por la cadena, está dada por la siguiente ecuación:

$$P_m = n_c \cdot \frac{P_o \cdot N_l}{19 \cdot C_s} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \quad (\text{CV}) \quad \text{Ec. 2.60}$$

Dónde:

- P_m = Potencia nominal (CV).
- n_c = Número de cadenas.
- P_o = Potencia obtenida de tabla (CV).
- C_1 = Coeficiente de lubricación.
- C_2 = Coeficiente de tipo de cadena.
- C_3 = Coeficiente de eslabón y transmisión.
- C_s = Coeficiente de choque.

El coeficiente de eslabón y transmisión está dado por la siguiente expresión:

$$C_3 = \sqrt{\frac{n_e}{90} + \frac{K}{K+1}} \quad \text{Ec. 2.61}$$

2.5 Sistema oleohidráulico

El sistema oleohidráulico será el encargado de realizar el movimiento vertical del rodillo superior por medio de dos cilindros hidráulicos de doble efecto. Los cilindros hidráulicos evitaban que el operador de la baroladora esté sometido a realizar esfuerzos y este expuesto a fatiga.

“La fuerza será siempre mayor en el avance del vástago, ya que la sección de empuje es mayor en el pistón” (Serrano, 2002).

La fuerza de avance será:

$$F_a = P \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right) \cdot \eta \quad (\text{N}) \quad \text{Ec. 2.62}$$

Donde:

- F_a = Fuerza de avance (N).
- P = Presión del fluido (Pa).
- D = Diámetro interior del cilindro (m).
- η = Rendimiento del cilindro (%).

La fuerza de retroceso será:

$$F_r = P \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)\right] \cdot \eta \quad (\text{N}) \quad \text{Ec. 2.63}$$

Donde:

- F_r = Fuerza de retroceso (N).
- d = Diámetro del vástago (m).

El cálculo del caudal que debe ser suministrado por la bomba hidráulica depende de la velocidad de traslación del vástago y de la sección del cilindro. El caudal necesario en los cilindros se obtendrá del siguiente modo:

$$Q = S \cdot v = V \cdot t \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \quad \text{Ec. 2.64}$$

Donde:

- Q = Caudal (m^3/s).
- S = Sección de la cámara de avance o retroceso (m^2).
- v = Velocidad de traslación del vástago (m/s).
- V = Volumen (m^3).
- t = Tiempo (s).

Para el diseño del cilindro oleohidráulico deben calcularse los espesores de la pared del tubo, la tapa del fondo, la tapa delantera y el diámetro del vástago.

Los tubos para los cilindros oleohidráulicos se pueden considerar de dos tipos, si el espesor es menor que el 10% del diámetro interior se considera de pared delgada y si es mayor o igual al 10% del diámetro interior se considera de pared gruesa.

Siendo el espesor para cilindros de pared gruesa el más complejo de calcular, para ello se emplea la siguiente ecuación.

$$\sigma_{adm} = \sigma_t + \sigma_r \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right) \quad \text{Ec. 2.65}$$

Ambos signos positivos, siendo ya tomado en cuenta el signo negativo del esfuerzo radial.

Donde:

- σ_{adm} = Esfuerzo admisible (N/mm^2).
- σ_t = Esfuerzo tangencial (N/mm^2).
- σ_r = Esfuerzo radial (N/mm^2).

Siendo el esfuerzo tangencial.

$$\sigma_t = P \cdot \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right) \quad \text{Ec. 2.66}$$

Donde:

- P = Presión interior del cilindro (N/mm^2).
- R = Radio exterior del cilindro (mm).
- r = Radio interior del cilindro (mm).

El esfuerzo radial es.

$$\sigma_r = -P \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right) \quad \text{Ec. 2.67}$$

El espesor de la tapa (a) se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$a = \frac{D-d}{2} \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{adm}}} \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.68}$$

Serrano (2002) expresa que el coeficiente de seguridad en caso de cilindros y materiales dúctiles, oscila entre 1,5 - 3 y que la fuerza de accionamiento para producir trabajo, conjuntamente con la velocidad de traslación del vástago, son determinantes para la selección de la bomba y la potencia del motor eléctrico del sistema. El diámetro mínimo del vástago se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\phi_{min} = \sqrt{\frac{F \cdot L^2 \cdot 64 \cdot n}{E \cdot \pi^3}} \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.69}$$

Donde:

- ϕ_{min} = Diámetro mínimo del vástago (mm).
- F = Fuerza (Kgf).
- L = Longitud de pandeo (cm).
- n = Coeficiente de seguridad (2 a 3).
- E = 20000 kg/cm².

Los principales factores que caracterizan a las bombas y los que se tienen que tener en cuenta para su selección, son la presión que soporta, el caudal que impulsan por las tuberías, el ruido, el rendimiento tanto volumétrico como mecánico y el costo. Siendo este un elemento de selección, los datos técnicos son proporcionados por los fabricantes de las bombas en sus numerosos catálogos.

El cálculo de la potencia del motor de accionamiento de la bomba está dado por la siguiente ecuación:

$$N = \frac{P \cdot Q}{\eta_t} \quad (W) \quad \text{Ec. 2.70}$$

Donde:

- N = Potencia del motor de accionamiento (W).
- P = Presión de la bomba (Pa).
- Q = Caudal (m³/s).
- η_t = Rendimiento total de la instalación.

El rendimiento total de la instalación será:

$$\eta_t = \eta_b + \eta_i + \eta_a \quad \text{Ec. 2.71}$$

Donde:

- η_b = Rendimiento de la bomba tanto volumétrico como mecánico.
- η_i = Rendimiento total del resto de la instalación.
- η_a = Rendimiento del actuador.

El diseño del depósito o tanque es otro factor importante dentro del sistema oleohidráulico, ya que es el encargado de almacenar el fluido hidráulico suficiente para alimentar a los elementos de trabajo y garantizar una reserva mínima en el sistema. “La mayoría de los depósitos se proyectan para capacidades de aceite que oscilan entre 2,5 y 4 veces el caudal de la bomba.” (Serrano, 2002)

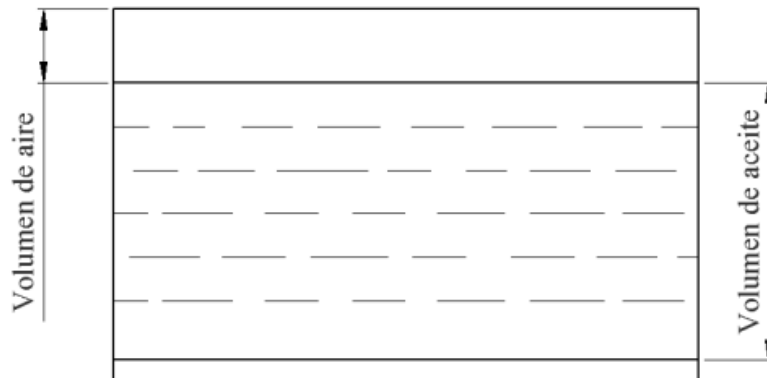


Figura 2.16. Depósito de aceite.

Es recomendable debido a las fluctuaciones en el nivel del aceite, tener en cuenta al diseñar el tanque un cierto volumen de aire en la parte superior. Serrano (2002) recomienda que este valor oscile entre el 20% y el 30% del volumen del aceite y el espesor de chapa para las paredes del depósito no deben ser inferior a los 2 mm.

Las tuberías que se emplearán para conectar entre si los distintos componentes que conforman el circuito oleohidráulico y hacer circular el aceite por el mismo, deberán ser flexibles, ya que estas son los más empleados en la actualidad.

Para el cálculo del diámetro interior de las tuberías es importante tener en cuenta las presiones de trabajo, el caudal que va a circular y la velocidad del aceite. El diámetro interior de las tuberías se obtiene de la siguiente expresión:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.72}$$

Donde:

- d = Diámetro interior de la tubería (mm).
- Q = Caudal (m^3/s).
- v = Velocidad del aceite (mm/s).

El espesor de las tuberías será:

$$e = \frac{P \cdot d}{2 \cdot \sigma_{adm}} \quad (\text{cm}) \quad \text{Ec. 2.73}$$

Donde:

- e = Espesor de la tubería (cm).
- P = Presión del aceite (bar).
- d = Diámetro interior de la tubería (cm).
- σ_{adm} = Tensión admisible del material (daN/cm^2).

Los diferentes tipos de racores de unión, tales como rectos, T's, cruz, V's, giratorios, codos, entre otros, son de selección.

Los demás elementos que conforman el sistema oleohidráulico, tales como los diferentes tipos de válvulas y filtros, también son elementos de selección. Su buena selección dependerá de las necesidades que presenta el sistema oleohidráulico.

2.6 Diseño de flecha

Shigley (2008) en su libro “Diseño en ingeniería mecánica” describe a una flecha como un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Las flechas están constituidas por diferentes elementos mecánicos para transmitir potencia, tales como ruedas dentadas, piñones, poleas, entre otros.

Los elementos que constituyen la flecha transmiten fuerzas tangencial y radial, pero la fuerza tangencial es la componente útil para el diseño de la flecha, esto se debe a que la componente radial no transmite potencia.

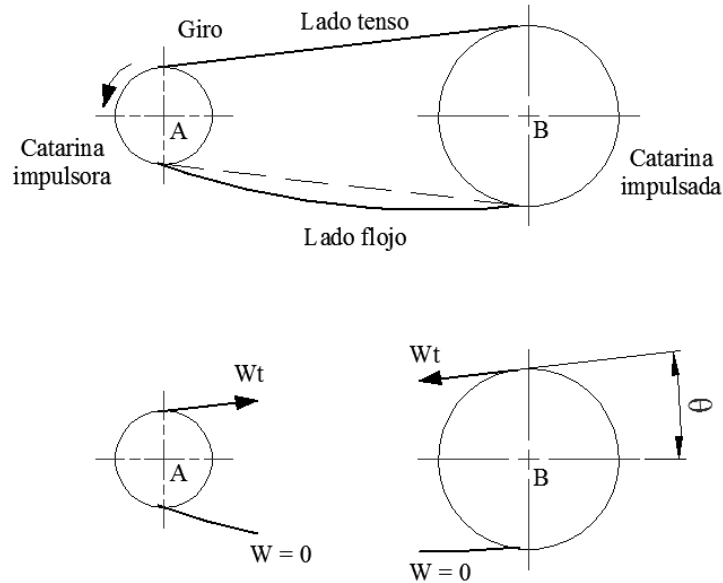


Figura 2.17. Fuerzas ejercidas sobre las catarinas.

En la figura 2.17 se observa que la sección superior de la cadena está a tensión y por tal motivo produce una fuerza tangencial en las catarinas, mientras que el tramo inferior de la cadena permanece flojo y no produce fuerza alguna sobre las catarinas.

La fuerza tangencial es transmitida sobre la flecha que sostiene la catarina, la cual está dada por la siguiente expresión.

$$W_t = \frac{60000 \cdot H}{\pi \cdot d \cdot n} \quad (\text{kN}) \quad \text{Ec. 2.74}$$

Donde:

- W_t = Fuerza tangencial transmitida (kN).
- H = Potencia (kW).
- d = Diámetro del engrane (mm).
- n = Velocidad (rpm).

El par de torsión (T) generado por las catarinas está dado por la siguiente expresión:

$$T = W_t \cdot \frac{d}{2} \quad (\text{kN.m}) \quad \text{Ec. 2.75}$$

2.6.1 Esfuerzos en flechas

Para el diseño de flechas se realiza un análisis simple al combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios, posteriormente se adaptarán las ecuaciones específicamente para aplicaciones de flechas. Con la combinación de esfuerzos se asegura que todos estos sean tomados en cuenta. El criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman es:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad \text{Ec. 2.76}$$

Los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot K_f \cdot M_a}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot K_{fs} \cdot T_a}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad \text{Ec. 2.77}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot K_f \cdot M_m}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot K_{fs} \cdot T_m}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \quad \text{Ec. 2.78}$$

Donde:

- K_f = Factor de modificación para efectos varios.
- K_{fs} = Factor de concentración del esfuerzo a la fatiga.
- M_a = Momento flexionante alternante (N.m).
- M_m = Momento flexionante medio (N.m).
- d = Diámetro (mm).
- T_a = Par de torsión alternante (N.m).
- T_m = Par de torsión medio (N.m).
- σ'_a = Esfuerzo alternante de Von Mises.
- σ'_m = Esfuerzo medio de Von Mises.

Shigley (2008) plantea que para propósito de diseño se debe resolver las ecuaciones para el diámetro. Los esfuerzos medios y alternantes equivalentes pueden evaluarse

usando la curva de falla apropiada de Goodman modificada, la cual está expresada en la siguiente ecuación:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{1}{S_e} (4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2)^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} (4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2)^{1/2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{mm}) \quad \text{Ec. 2.79}$$

Donde:

- d = Diámetro (mm).
- n = Factor de seguridad.
- S_e = Límite de resistencia a la fatiga (N/m²).
- S_{ut} = Resistencia a la tensión (N/m²).

La ecuación de Marín que hace referencia al límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad \text{Ec. 2.80}$$

Donde:

- S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la pieza en la geometría y condición de uso.
- k_a = Factor de modificación de la condición superficial.
- k_b = Factor de modificación del tamaño.
- k_c = Factor de modificación de la carga.
- k_d = Factor de modificación de la temperatura.
- k_e = Factor de confiabilidad.
- k_f = Factor de modificación de efectos varios.
- S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

Los factores k_b , k_c , k_d , k_e , k_f y el límite de resistencia S'_e se obtienen de tablas correspondientes adjuntadas en los anexos.

El factor k_a se representa mediante la siguiente ecuación:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad \text{Ec. 2.81}$$

Los valores de a y b se encuentran en la tabla 6-2 del ANEXO D, k_b esta expresado por la siguiente ecuación:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} \quad \text{Ec. 2.82}$$

El factor K_f será:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \text{ o bien } K_{fs} = 1 + q_c \cdot (K_{ts} - 1) \quad \text{Ec. 2.83}$$

Donde:

- q = Sensibilidad a la muesca.
- q_c = Sensibilidad a la muesca cortante.

“El criterio de Goodman modificado no protege contra la fluencia, por lo que requiere una verificación adicional en este aspecto.” (Budynas & Nisbett, 2008). Para verificar la fluencia, se compara el esfuerzo máximo de Von Misses con la resistencia a la fluencia, la cual está expresada en la siguiente ecuación:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ec. 2.84}$$

Donde:

- n_y = Factor de seguridad a la fluencia.
- S_y = Resistencia a la fluencia (N/mm²).
- $\sigma'_{m\acute{a}x}$ = Esfuerzo máximo de von Misses (N/mm²).

El esfuerzo máximo de von Misses es:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot K_f \cdot (M_m + M_a)}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot K_{fs} \cdot (T_m + T_a)}{\pi \cdot d^3}\right)^2} \left(\frac{N}{mm^2}\right) \quad \text{Ec. 2.85}$$

2.7 Estructura de la baroladora

La estructura de la baroladora es la encargada de soportar todos los elementos que conforman la máquina, tales como los elementos del sistema de transmisión de potencia, del sistema hidráulico y todos los elementos mecánicos.

Para el cálculo de la bancada, la cual consta de dos partes a cada extremo de los rodillos, se la considerará como columna por lo que va a ser la encargada de soportar la carga total de los rodillos, plancha y fuerza de rolado las mismas que producen esfuerzos a pandeo y compresión, estas partes estarán empotradas en un extremo y en el otro extremo libre. Para este análisis se empleará la fórmula de Euler, la más famosa de todas las expresiones para columnas. “Las columnas sometidas a fuerzas de compresión, cuando la esbeltez o relación entre la longitud de la barra y su dimensión transversal mínima pasa de determinados límites, se produce una flexión lateral o pandeo, que puede producir su rotura.” (Larburu, 2003).

La fuerza de pandeo para una columna que está en uno de sus extremos empotrado y en el otro libre, se puede calcular mediante la siguiente formula de Euler:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(4 \cdot L)^2} \quad (\text{N}) \quad \text{Ec. 2.86}$$

Donde:

- F_p = Fuerza de pandeo (N).
- E = Modulo de elasticidad (N/mm²).
- I = Momento de inercia (mm⁴).
- L = Longitud de la columna (mm).

El esfuerzo de pandeo de Euler (σ_e) para este caso está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_e = \frac{F_p}{A} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{2 \cdot L}{r}\right)^2} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) \quad \text{Ec. 2.87}$$

Donde:

- r = Radio de giro más corto (mm).
- A = Area transversal (mm²).

Arrizabalaga (2003) en su libro MÁQUINAS PRONTUARIO describe que se debe verificar que el esfuerzo de pandeo sea menor que el esfuerzo admisible.

$$\sigma_e \leq \sigma_{ad} \quad \text{Ec. 2.88}$$

2.7.1 Diseño de soldadura

Las conexiones de la estructura se lo realizará mediante pernos y soldadura, la mayor parte de la estructura, por no decir su totalidad, se lo realizará mediante soldadura. “Este es el método más común para unir entre si componentes metálicos de estructuras, debido a que las conexiones soldadas son eficientes, limpias y económicas.” (Fitzgerald, 2008).

Existen dos tipos básicos de juntas, las juntas a filete, para las cuales no se realiza ningún tipo de preparación en los bordes de las piezas a unir antes de soldar.

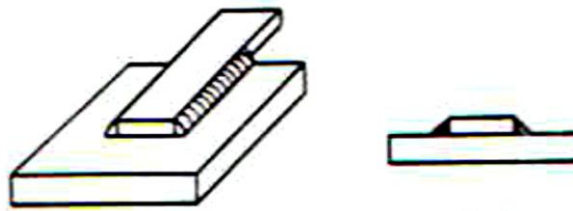


Figura 2.18. Junta a filete.

Fuente: Fitzgerald (2008).

Las juntas a tope son aquellas en las cuales se realiza una preparación de bordes en las piezas, con el objeto de favorecer la penetración del cordón. Este tipo de unión puede ser a penetración completa o parcial. De penetración completa, cuando la fusión y mezcla entre el material base y el de aportación alcanza a todo el espesor de la unión. De penetración parcial, si esta fusión y mezcla no alcanza a todo el espesor del material. En las ilustraciones siguientes se representan a modo de ejemplo este tipo de uniones soldadas.

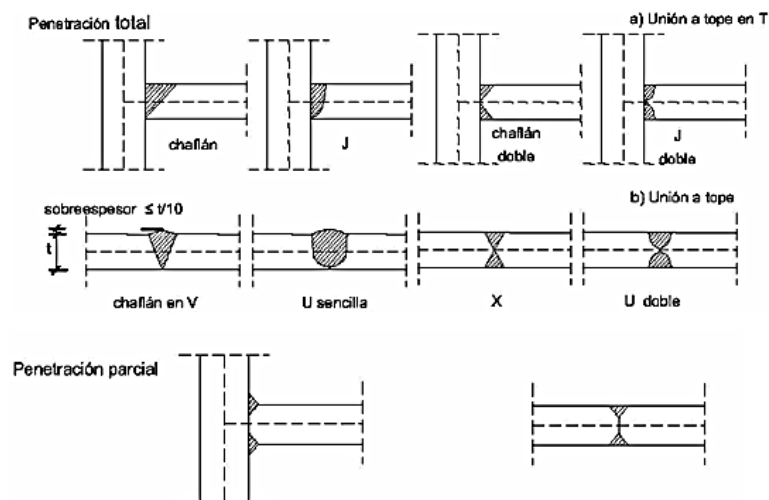


Figura 2.19. Tipos de juntas a tope.

Fuente: Ingemecanica (2014).

La resistencia de una soldadura a filete que está sometida a esfuerzo cortante, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F = \tau \cdot A \quad (\text{N}) \quad \text{Ec. 2.89}$$

Donde:

- τ = Esfuerzo cortante permisible de las placas (N/mm^2).
- F = Resistencia de una unión soldada (N).
- A = Área de la sección transversal de la placa más delgada (mm^2).

La resistencia de soldaduras por filete que están sometidas a esfuerzos cortantes se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) \quad \text{Ec. 2.90}$$

Donde:

- τ = Esfuerzo cortante admisible (N/mm^2).
- F = Resistencia de una unión soldada (N).
- A = Área sometida a fuerza cortante (mm^2).

El tamaño de una soldadura de filete es el cateto opuesto (a), tal como se muestra en la figura 2.20. Una soldadura de filete falla a lo largo de su menor dimensión, llamada garganta (t). El área que está sujeta al esfuerzo cortante (A) es ADEF, la cual se calcula como:

$$A = 0,707 \cdot a \cdot L \quad (\text{mm}^2) \quad \text{Ec. 2.91}$$

Donde:

- L = Longitud de la soldadura (mm).

La fuerza que puede soportar cada mm de soldadura (q) está dada por:

$$q = \frac{F}{L} = \tau \cdot a \cdot 0,707 \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}}\right) \quad \text{Ec. 92}$$

Por lo tanto, el tamaño de la soldadura se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$a = \frac{q}{\tau \cdot 0,707} \quad (mm) \quad \text{Ec. 2.93}$$

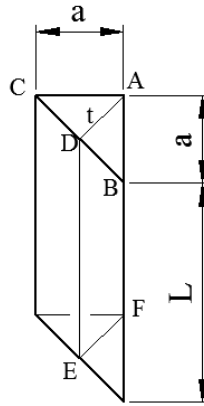


Figura 2.20. Soldadura de filete.

Para el caso de las soldaduras a tope, el nuevo Código Técnico de la Edificación (en adelante CTE) o la anterior NBE EA-95, especifica que estas soldaduras, si son realizadas correctamente no requieren cálculo alguno. En este caso la resistencia de cálculo, es decir, lo que soporte ante cualquier situación, va a estar condicionada con la resistencia que tenga la pieza más débil de entre las unidas mediante la soldadura.

“En uniones a tope con penetración parcial la resistencia de cálculo se determinará como la de los cordones de soldadura a filete.” (ARATEC ingeniería, 2011)

2.8 Chavetas y chaveteros

Las chavetas son elementos desmontables situados entre las superficies de un eje y el cubo de un elemento transmisor de potencia, evitando que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra y permitiendo la transmisión del par de torsión de un elemento a otro.

Los canales donde se alojan las chavetas se denominan chaveteros, “estos se diseñan de forma tal que la mitad de la altura de la chaveta se ubique sobre el eje y la otra mitad en el cubo del elemento transmisor” (Cortizo, 2004).

Con el diámetro del eje se procede a realizar la selección de la chaveta mediante tablas, según la norma correspondiente, por lo tanto, lo único que se debe calcular es la longitud y el material de la chaveta.

En la siguiente figura se muestran las fuerzas que actúan en la chaveta.

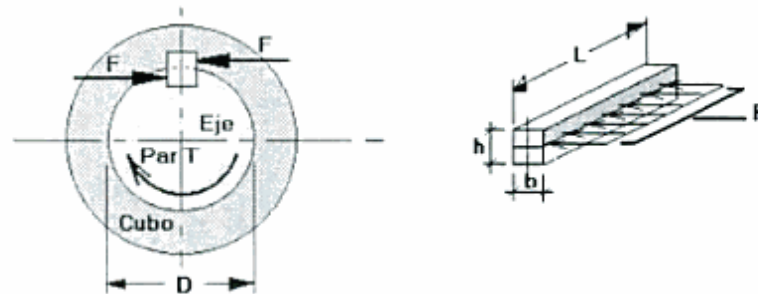


Figura 2.21. Fuerzas sobre la chaveta.

Fuente: Cortizo (2004).

Existen dos métodos básicos de falla en las chavetas, por cortadura y por aplastamiento. Por cortadura la longitud mínima ($L_{\min.}$) estará dada por la siguiente ecuación:

$$L_{\min.1} = \frac{2 \cdot T}{\tau_d \cdot D \cdot b} \quad (mm) \quad \text{Ec. 2.94}$$

Donde:

- T = Par a transmitir (N.mm).
- τ_d = Tensión por cortadura de diseño (N/mm^2).
- D = Diámetro del eje (mm).
- b = Ancho de la chaveta, valor normalizado (mm).

La tensión por cortadura de diseño se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_d = 0,5 \cdot \frac{S_y}{N} \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right) \quad \text{Ec. 2.95}$$

“En aplicaciones industriales habituales, es adecuado un coeficiente de seguridad, $N=3$ ” (Cortizo, 2004).

Por aplastamiento la longitud mínima ($L_{\min.}$) estará dada por la siguiente ecuación:

$$L_{\min.2} = \frac{4 \cdot T}{\sigma_d \cdot D \cdot h} \quad (mm) \quad \text{Ec. 2.96}$$

Donde:

- T = Par a transmitir (N.mm).
- σ_d = Tensión de diseño (N/mm^2).
- D = Diámetro del eje (mm).
- h = Altura de la chaveta, valor normalizado (mm).

La longitud mínima que se adoptara para el diseño de la chaveta será la de mayor valor entre los métodos.

2.9 Uniones Empernadas

Son uniones en las que se desea acoplar dos o más elementos mediante pernos, las cuales facilitaran el desmontaje de los elementos cuando se desee. Los pernos que se emplean en uniones de estructuras de acero son preferentemente de grados 4.6, 5.6, 6.8, 8.8 ó 10.9, bajo la norma DIN. “Como norma general, no se utilizarán pernos de grado inferior al 4.6 ni de grado superior al 10.9 sin demostración experimental que son adecuados para la unión en la que se prevé su uso.” (Ingemecánica, 2013). El valor coeficiente de seguridad para pernos (Y_{Mb}) es de 1,25.

2.9.1 Agujeros para pernos

El diámetro de los agujeros para alojar los pernos (d_o) deberá ser igual al vástago del tornillo más el valor asignado en la siguiente tabla:

Tabla 2.1 Valor a sumar para el diámetro del agujero para el perno.

Diámetro del vástago del perno (d)	Valor a sumar
De 12 a 14 mm	1 mm
De 16 a 24 mm	1 o 2 mm
Mayor a 27 mm	2 o 3 mm

2.9.2 Distancia a los bordes desde el centro del agujero para el perno

La distancia e_1 desde el centro del agujero al extremo frontal según la dirección de la transmisión de la carga debe ser al menos de 1,2 veces el diámetro del agujero.

$$e_1 \geq 1,2 \cdot d_o \quad (mm) \quad \text{Ec. 2.97}$$

La distancia e_2 desde el centro del agujero al borde lateral medida normalmente a la dirección de la transmisión de la carga será al menos de 1,5 veces el diámetro del agujero.

$$e_2 \geq 1,5 \cdot d_o \quad (mm) \quad \text{Ec. 2.98}$$

Las distancias a los bordes se pueden observar en la siguiente figura.

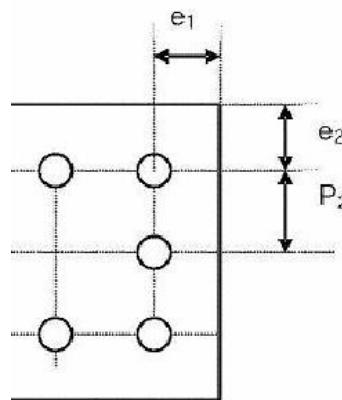


Figura 2.22. Distancias a los bordes desde el centro del agujero para los pernos.

Fuente: Ingemecánica (2014).

2.9.3 Resistencia a tracción de los pernos

La resistencia a la tracción de los pernos está dada por la siguiente ecuación:

$$F_{t,RD} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{Mb}} \cdot N \quad (N) \quad \text{Ec. 2.99}$$

Donde:

- $F_{t,RD}$ = Resistencia a la tracción de los pernos (N).
- f_{ub} = Tensión ultima a tracción del perno (N/mm^2).
- A_s = Área resistente a la tracción del perno (mm^2).

- Y_{Mb} = Coeficiente de seguridad para pernos.
- N = Número de pernos.

Este valor no debe ser menor a la fuerza aplicada en la unión ($F_{t, Ed}$).

$$F_{t, RD} \geq F_{t, Ed}$$

2.10 Conclusiones

- El diagrama de las fuerzas que actúan en los rodillos es la base fundamental para el diseño de la máquina, a partir de este esquema se realiza el diseño de cada elemento que conforman la baroladora.
- El sistema oleohidráulico permite optimizar el proceso de curvado y facilita al operador el control de máquina.

CAPITULO III

3. CÁLCULOS DE LA BAROLADORA

En el presente capítulo se realizarán los cálculos para cada elemento que conformarán la baroladora mediante las ecuaciones planteadas en capítulo II. Para la selección de elementos normalizados se emplearan las diferentes tablas mostradas en los ANEXOS. Las tablas recopiladas en los anexos pertenecen a libros y fabricantes de los diferentes elementos. Realizados los cálculos se procede a realizar los planos para finalmente construir la baroladora.

3.1 Cálculo de los rodillos

3.1.1 Cálculo de la distancia entre los centros de los rodillos inferiores

Para el cálculo de la distancia entre los centros de los rodillos inferiores (L) se emplea la ecuación 2.1, para lo cual es fundamental establecer el porcentaje del ancho mínimo de la plancha a curvar (Y), para esto se seleccionara el valor promedio entre los valores sugeridos por spinalcrew usando la siguiente expresion:

$$Y = \frac{0,25 + 0,35}{2} = 0,30$$

Conocido los valores de Y y $b = 1200 \text{ mm}$, L será igual a:

$$L = 1200 \text{ mm} \cdot 0,30$$

$$\mathbf{L = 360 \text{ mm}}$$

3.1.2 Cálculo de la longitud de los rodillos y gorriones

Para el cálculo de la longitud de los rodillos se emplea la ecuación 2.17, conociendo que:

- $l = 2400 \text{ mm}$
- $x = 50 \text{ mm}$

Entonces,

$$L_R = 2400 \text{ mm} + (2 \cdot 50) \text{ mm}$$

$$\mathbf{L_R = 2500 \text{ mm}}$$

Para el cálculo de la longitud de los gorriones (L_G) se tiene que tomar en cuenta algunos aspectos, tales como longitud del bocín (h), longitud de la pista que actúa como tope del gorrón (i), la distancia que debe existir entre los rodillos y la estructura de baroladora (j) y la longitud del gorrón que va acoplado al rodillo (z), entonces se establece que:

- $h = 170 \text{ mm}$
- $i = 10 \text{ mm}$
- $j = 10 \text{ mm}$
- $z = 300 \text{ mm}$

Con estos valores se obtiene una longitud del gorrón de:

$$L_G = 170 \text{ mm} + 10 \text{ mm} + 10 \text{ mm} + 300 \text{ mm}$$

$$L_G = 490 \text{ mm}$$

3.1.3 Cálculo de la fuerza máxima de curvado

Para obtener la fuerza máxima de curvado, se procede a calcular el valor del momento plástico, para lo cual el módulo plástico dado por la ecuación 2.16 es:

$$Z = \frac{2500 \text{ mm} \cdot (12 \text{ mm})^2}{4}$$

$$Z = 90000 \text{ mm}^3$$

El momento plástico expresado por la ecuación 2.15 es igual a:

$$M_p = 90000 \text{ mm}^3 \cdot 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_p = 22,5 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para este caso, se considera que los tres rodillos tienen el mismo radio ($R = r$) y se plantea un valor de prediseño para el diámetro de los rodillos de 235 mm.

El espesor máximo de la plancha es $e = 12 \text{ mm}$, por lo tanto, el ángulo máximo de curvado, obtenido mediante la ecuación 2.3 es:

$$\theta_{\text{máx}} = \sin^{-1} \left(\frac{360 \text{ mm}}{2 \cdot (117,5 \text{ mm} + 117,5 \text{ mm} + 12 \text{ mm})} \right)$$

$$\theta_{\text{máx}} = 46,78^\circ$$

El valor de m obtenido de la ecuación 2.10 es:

$$m = 117,5 \text{ mm} \cdot \sin(46,78^\circ)$$

$$m = 85,63 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el valor de la distancia D dado por la ecuación 2.11 es:

$$D = \frac{\frac{360 \text{ mm}}{2} - 85,63 \text{ mm}}{\cos(46,78^\circ)}$$

$$D = 137,81 \text{ mm}$$

Entonces, usando la ecuación 2.12, el valor de la distancia d será igual a:

$$d = 117,5 \text{ mm} \cdot \tan(46,78^\circ)$$

$$d = 125,04 \text{ mm}$$

Por lo tanto, cuando se tenga el ángulo máximo de curvado, la fuerza en este punto calculada mediante la ecuación 2.14 obteniendo el siguiente valor:

$$P = \frac{22,5 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 6 \cdot 137,81 \text{ mm} \cdot \cos 46,78^\circ}{[3 \cdot 137,81 \text{ mm} - 125,04 \text{ mm}] \cdot \left[137,81 \text{ mm} + \frac{2 \cdot 125,04 \text{ mm}}{3} \cdot \sqrt{\frac{(3 \cdot 137,81 \text{ mm} - 125,04 \text{ mm})}{6 \cdot 137,81 \text{ mm}}} \right]}$$

$$P = 236,19 \text{ KN}$$

En la siguiente tabla se muestran las fuerzas de curvado en función de los diferentes ángulos de curvado.

Tabla 3.1 Fuerzas de curvado con relación a los ángulos de curvado.

Ángulo de curvado (°)	Fuerza de curvado (kN)	Ángulo de curvado (°)	Fuerza de curvado (kN)
0	344,90	30	298,70
5	343,59	35	282,70
10	339,66	40	264,21
15	333,15	45	243,88
20	324,10	46,78	236,19
25	312,59		

Obtenidos los valores anteriores se obtiene la curva mostrada en la figura 3.1, con la cual se puede deducir que a mayor ángulo de curvado, menor será el valor de la fuerza que deberá ejercer el rodillo superior.

La máxima fuerza de curvado se genera al inicio del proceso.

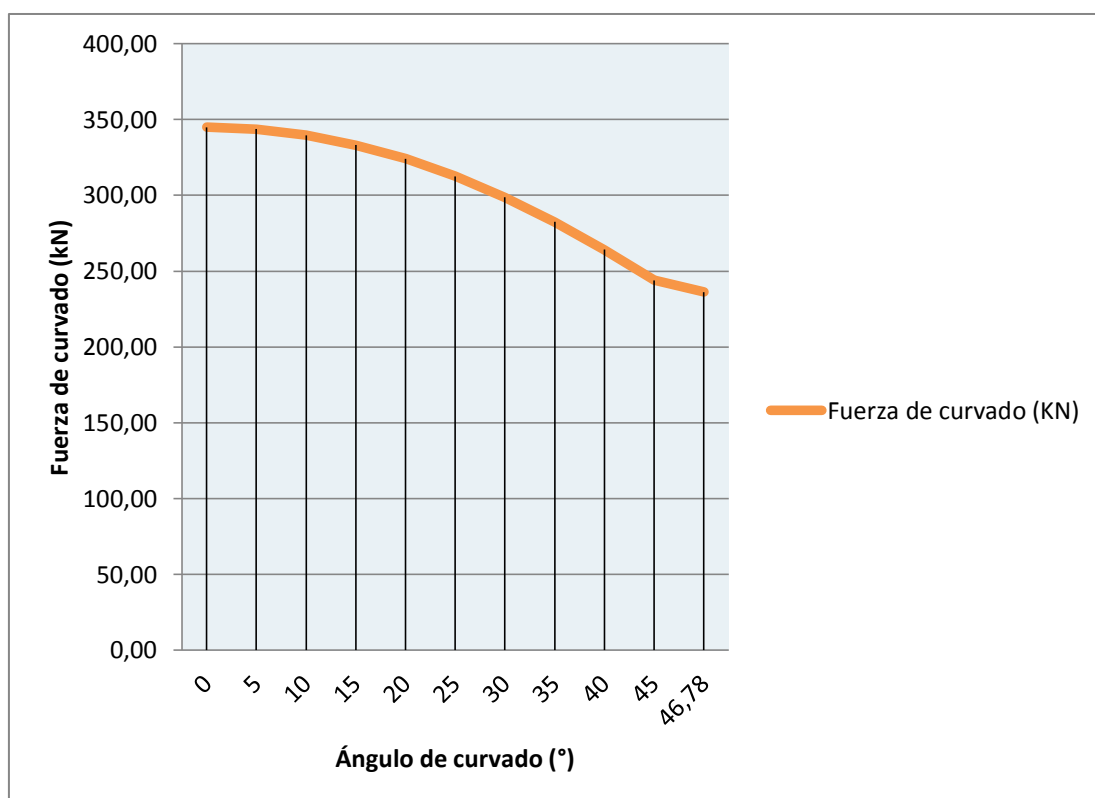


Figura 3.1. Fuerza de curvado vs ángulo de curvado.

Al reemplazar la ecuación 2.2 en la ecuación 2.4, se tiene que el valor de R_{AY} cuando P es máximo será:

$$R_{AY} = \frac{P \cdot (3 \cdot D + d)}{6 \cdot D}$$

$$R_{AY} = \frac{344,90 \text{ kN} \cdot (3 \cdot 137,81 \text{ mm} + 125,04 \text{ mm})}{6 \cdot 137,81 \text{ mm}}$$

$$R_{AY} = 224,61 \text{ kN}$$

Por lo tanto, con la ecuación 2.8 se tiene que R_A es:

$$R_A = \frac{224,61 \text{ kN}}{\cos 46,78^\circ}$$

$$R_A = 328 \text{ kN}$$

Al reemplazar la ecuación 2.2 en la ecuación 2.5 se obtiene que R_{BY} es igual a:

$$R_{BY} = \frac{P \cdot (3 \cdot D - d)}{6D}$$

$$R_{BY} = \frac{344,90 \text{ kN} \cdot (3 \cdot 137,81 \text{ mm} - 125,04 \text{ mm})}{6 \cdot 137,81 \text{ mm}}$$

$$R_{BY} = 120,29 \text{ kN}$$

Por lo tanto, con la ecuación 2.9 se tiene que R_B es:

$$R_B = \frac{120,29 \text{ kN}}{\cos 46,78^\circ}$$

$$R_B = 175,66 \text{ kN}$$

3.1.4 Cálculo de las reacciones en los gorriones

El cálculo de los tres rodillos se lo realiza tomando como referencia el rodillo superior, ya que éste es el que ejerce la mayor fuerza en el proceso de curvado. La fuerza que se tomará para estos cálculos será la fuerza máxima de curvado, la cual es $P = 344,90 \text{ kN}$.

Para el cálculo de las reacciones en los gorriones, como se muestra en la siguiente figura, se realiza una sumatoria de fuerzas verticales.

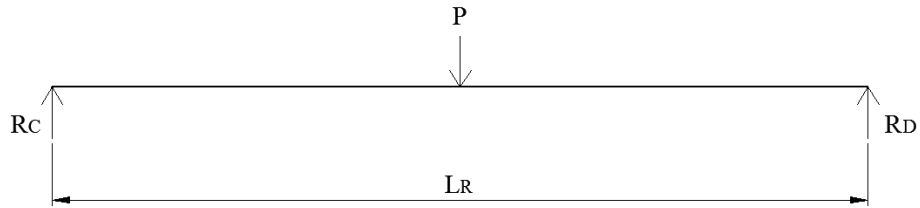


Figura 3.2. Diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) de los rodillos.

Entonces, $\uparrow (+) \sum F_v = 0$

$$-P + R_C + R_D = 0$$

$$P = R_C + R_D$$

Pero, $R_C = R_D$, esto se origina porque la fuerza P está ubicada en el centro del rodillo, entonces:

$$P = 2 \cdot R_C$$

Por lo tanto,

$$R_C = \frac{P}{2} = \frac{344,90 \text{ KN}}{2}$$

$$R_C = 172,45 \text{ KN} = R_D$$

3.1.5 Cálculo del momento máximo que soportan los rodillos

Para el cálculo del momento máximo que soportan los rodillos se debe conocer la fuerza distribuida a lo largo de los rodillos, la cual se obtiene de la ecuación 2.18, entonces:

$$p = \frac{344,90 \text{ kN}}{2500 \text{ mm}}$$

$$p = 0,14 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Calculado p , se procede a calcular el momento máximo empleando el método de secciones, tal y como se muestra en la siguiente figura:

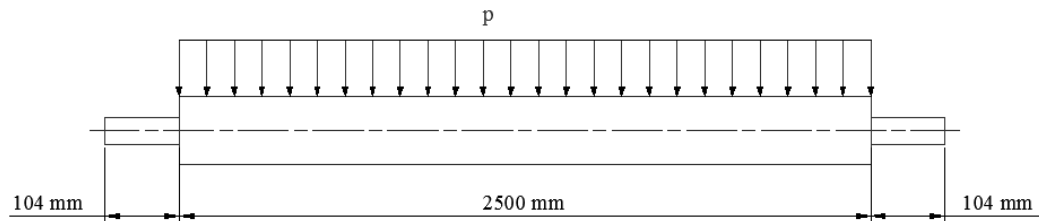


Figura 3.3. Rodillo y gorriones.

Con la primera sección (A-A') se calcula el momento máximo en los gorriones.

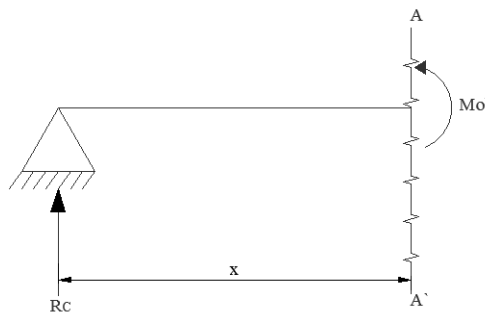


Figura 3.4. Corte A-A' en el gorrón del rodillo.

Entonces se tiene que:

$$\curvearrowright (+) \sum Mo' = 0$$

$$Mo' - R_c \cdot x = 0$$

$$Mo' = 172,45 \text{ kN} \cdot 104 \text{ mm}$$

$$Mo' = \mathbf{17934,80 \text{ kN} \cdot \text{mm}}$$

Ahora, se procede a obtener el momento máximo en la segunda sección (B-B'), el momento máximo en el rodillo, para lo cual se tiene que:

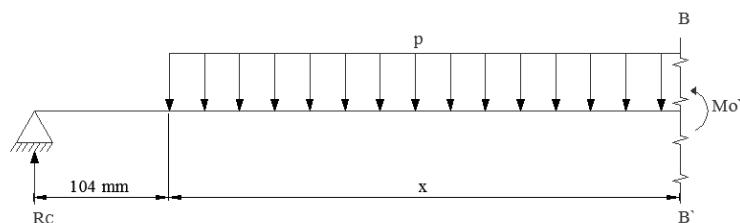


Figura 3.5. Corte B-B' en el rodillo.

El momento en esta sección va será:

$$\curvearrowright (+) \sum Mo'' = 0$$

$$Mo'' - p \cdot (x - 104 \text{ mm}) \cdot \left(\frac{x - 104 \text{ mm}}{2} \right) + R_C \cdot x = 0$$

$$Mo'' = p \cdot \left(\frac{(x - 104 \text{ mm})^2}{2} \right) - R_C \cdot x$$

Para encontrar x según Singer se debe realizar la siguiente expresión:

$$\frac{dMo}{dx} = 0$$

$$(2 \cdot p) \cdot \left(\frac{x - 104 \text{ mm}}{2} \right) - R_C = 0$$

Despejado x se obtiene: $x = \frac{172,45 \text{ kN}}{0,14 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}} + 104 \text{ mm}$

$$x = 1335,79 \text{ mm} = 1,34 \text{ m}$$

Por lo tanto,

$$Mo'' = 0,14 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \cdot \left(\frac{(1335,79 \text{ mm} - 104 \text{ mm})^2}{2} \right) - 172,45 \text{ kN} \cdot 1335,79 \text{ mm}$$

$$Mo'' = (-) 124145,52 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

3.1.6 Comprobación a flexión del diámetro exterior de los rodillos

Para comprobar que el diámetro exterior de los rodillos cumple a flexión, se emplea la ecuación 2.19, para lo cual, el esfuerzo de flexión de diseño dado por la ecuación 2.23 es:

$$\bar{\sigma}_f = \frac{206,82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2}$$

$$\bar{\sigma}_f = 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El valor del módulo de sección dado por la ecuación 2.21 es:

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{((235 \text{ mm})^4 - (101,6 \text{ mm})^4)}{235 \text{ mm}}$$

$$Z = 1229584,85 \text{ mm}^3 = 1,23 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Por lo tanto, el esfuerzo de flexión de los rodillos obtenido mediante la ecuación 2.20 es igual a:

$$\sigma_f = \frac{124145,52 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1229584,85 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_f = 100,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Obtenido el esfuerzo real y de diseño, se procede a reemplazar estos valores en la ecuación 2.19, obteniendo lo siguiente:

$$\sigma_f \leq \bar{\sigma}_f$$

$$100,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Con lo cual se comprueba que el diámetro exterior de los rodillos cumple a flexión.

3.1.7 Cálculo del momento máximo que soportan los gorriones

Del mismo modo que se calculó el momento máximo para los rodillos se lo realiza para los gorriones, las secciones para este caso se muestra en la siguiente figura.

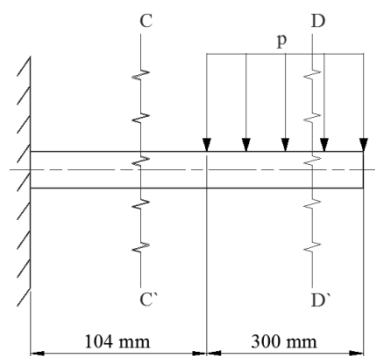


Figura 3.6. Cortes en el gorrón.

Para la primera sección desde el extremo derecho $0 \leq x \leq 30$ se tiene que:

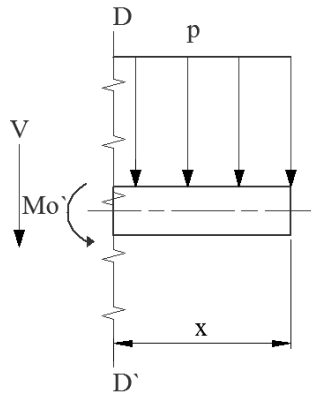


Figura 3.7. Corte D-D' en el gorrón.

Donde:

$$\sum Mo' = 0$$

$$Mo' - p \cdot x \cdot \frac{x}{2} = 0$$

$$Mo' = p \cdot \frac{x^2}{2}$$

Entonces, remplazando los valores en la ecuación se obtiene el siguiente valor:

$$Mo' = 0,14 \frac{kN}{mm} \cdot \frac{(300 mm)^2}{2}$$

$$Mo' = \mathbf{6300 \text{ kN} \cdot mm}$$

Ahora se procede a calcular la siguiente sección, para la cual $30 \leq x \leq 40,44$, entonces:

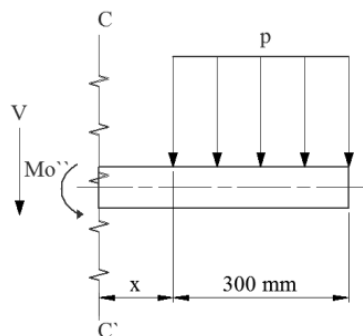


Figura 3.8. Corte C-C' en el gorrón.

Donde:

$$\sum M_o'' = 0$$

$$M_o'' - p \cdot 300 \text{ mm} \cdot \left(x - \frac{300 \text{ mm}}{2}\right) = 0$$

$$M_o'' = 0,14 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \cdot 300 \text{ mm} \cdot \left(404,4 \text{ mm} - \frac{300 \text{ mm}}{2}\right)$$

$$\mathbf{M_o'' = 10684,80 \text{ kN} \cdot \text{mm}}$$

3.1.8 Cálculo del diámetro de los gorriones sometidos a flexión

Para el cálculo del diámetro de los gorriones, se procede a reemplazar la ecuación 2.20 en la ecuación 2.19, obteniendo lo siguiente:

$$Z \geq \frac{M_{\text{máx}}}{\bar{\sigma}_d}$$

Reemplazando la ecuación 2.22 en la ecuación obtenida anteriormente, se obtiene lo siguiente:

$$\frac{\pi \cdot d^3}{32} \geq \frac{M_{\text{máx}}}{\bar{\sigma}_f}$$

Despejando d se obtiene el valor del diámetro para los gorriones:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{máx}} \cdot 32}{\pi \cdot \bar{\sigma}_f}}$$

El valor de $\bar{\sigma}_f$ se obtiene de la ecuación 2.23, por lo tanto:

$$\bar{\sigma}_f = \frac{550,56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2,5}$$

$$\bar{\sigma}_f = 220,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Entonces, el diámetro mínimo para los gorriones es:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10684800 N \cdot mm \cdot 32}{\pi \cdot 220,22 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$d \geq 79,06 \text{ mm}$$

3.1.9 Comprobación a torsión del diámetro de los rodillos

Para el cálculo de la velocidad angular se tiene que establecer una velocidad tangencial (v_t) de los rodillos, para ello se ha establecido una velocidad de rolado de 5 m/min. y la velocidad angular está dada por la ecuación 2.24 que será igual a:

$$w = \frac{0,08 \frac{m}{s}}{0,12 m}$$

$$w = 0,67 \frac{rad}{s}$$

El volumen para los rodillos será:

$$V = \pi \cdot L \cdot (R^2 - r^2)$$

$$V = \pi \cdot 2500 \text{ mm} \cdot [(117,5 \text{ mm})^2 - (50,8)^2]$$

$$V = 88165734,77 \text{ mm}^3 = 0,09 m^3$$

La masa obtenida de la ecuación 2.29 es:

$$m = 8,80 \cdot 10^{-6} \frac{Kg}{mm^3} \cdot 88165734,77 \text{ mm}^3$$

$$m = 775,86 \text{ kg}$$

Por lo tanto, de la ecuación 2.27 se tiene que la fuerza tangencial es igual a:

$$F_t = 775,86 \text{ kg} \cdot \left(0,67 \frac{rad}{s}\right)^2 \cdot 0,12 m$$

$$F_t = 41,79 \text{ N}$$

Calculado la fuerza cortante, se procede a calcular el momento torsor, obteniendo de la ecuación 2.26 el valor de:

$$M_t = 41,79 \text{ N} \cdot 117,5 \text{ mm}$$

$$M_t = 4910,33 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para el esfuerzo a torsión, se tiene que el valor del módulo de resistencia a la torsión obtenido por la ecuación 2.31 es:

$$Z_p = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{(235 \text{ mm})^4 - (101,6 \text{ mm})^4}{235 \text{ mm}} \right)$$

$$Z_p = 2459169,70 \text{ mm}^3 = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Por lo tanto, de la ecuación 2.30 se tiene que el esfuerzo a torsión es:

$$\tau = \frac{4910,33 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2459169,70 \text{ mm}^3}$$

$$\tau = 2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ahora, se procede a realizar la combinación de esfuerzos mediante la ecuación 2.32, obteniendo los siguientes valores:

$$\sigma_1 \sigma_2 = \frac{100,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2} \pm \sqrt{\frac{\left(100,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2}{2^2} + \left(2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} \leq 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_1 = 100,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_2 = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Con estos valores, se tiene que:

$$\tau = \frac{100,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - 0}{2} = 50,49 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

También se tiene que:

$$\bar{\tau} = 0,5 \cdot \bar{\sigma}_f$$

$$\bar{\tau} = 0,5 \cdot 103,41 \frac{N}{mm^2} = 51,71 \frac{N}{mm^2}$$

Por lo tanto:

$$\tau \leq \bar{\tau}$$

$$50,49 \frac{N}{mm^2} \leq 51,71 \frac{N}{mm^2}$$

Con la expresión anterior se puede comprobar que los rodillos con el material seleccionado, si cumple a torsión.

3.1.10 Comprobación a torsión del diámetro de los gorriones

La comprobación a torsión del diámetro de los gorriones se lo realiza de la misma forma que para los rodillos, entonces se tiene que el volumen para los gorriones está dado por:

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot L$$

Por lo tanto:

$$V = \pi \cdot (39.51mm)^2 \cdot 470 mm$$

$$V = 2304951.5 mm^3 = 2,3 \cdot 10^{-3}m$$

La masa sería igual a:

$$m = 7,85 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{mm^3} \cdot 2304951.5mm^3$$

Por lo tanto:

$$m = 18,1 kg$$

Por lo tanto la fuerza tangencial es igual a:

$$F_t = 18,1 \text{ Kg} \cdot 0,67 \frac{\text{rad}^2}{\text{s}} \cdot 0,03951 \text{ m}$$

$$F_t = 0,32 \text{ N}$$

Ahora ya calculado la fuerza cortante se procede a calcular el momento torsor, entonces:

$$M_t = 0,32 \text{ N} \cdot 39,51 \text{ mm}$$

$$\mathbf{M_t = 12,64 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

Para calcular el esfuerzo a torsión el módulo de resistencia a la torsión (Z_p) para ejes macizos según el libro de Robert L. Mott (2006) es:

$$Z_p = \frac{\pi}{16} \cdot D^3$$

$$Z_p = \frac{\pi}{16} \cdot (79,06 \text{ mm})^3$$

$$Z_p = 97028,7 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{12,64 \text{ N} \cdot \text{mm}}{97028,7 \text{ mm}^3}$$

$$\tau = 1,30 \cdot 10^{-4} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ahora se procede a realizar la combinación de tensiones con el método del círculo de Mohr, para ello el esfuerzo a flexión es calculado mediante la ecuación 2.20, para ello se calcula el módulo de sección (Z), en este caso para un cilindro macizo, mediante la ecuación 2.22, entonces se tiene que:

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot (79,06 \text{ mm})^3$$

$$Z = 48514,36 \text{ mm}^3$$

Entonces,

$$\sigma_f = \frac{10684,80 \text{ KN} \cdot \text{mm}}{48514,36 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_f = 220,24 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto, la ecuación 2.32, para combinación de esfuerzos, es:

$$\sigma_1 \sigma_2 = \frac{220,24 \frac{N}{\text{mm}^2}}{2} \pm \sqrt{\frac{\left(220,24 \frac{N}{\text{mm}^2}\right)^2}{2^2} + \left(1,30 \cdot 10^{-4} \frac{N}{\text{mm}^2}\right)^2} \leq 220,22 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Entonces,

$$\sigma_1 = 220,24 \frac{N}{\text{mm}^2} \leq 220,22 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_2 = 0 \frac{N}{\text{mm}^2} \leq 220,22 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto, se tiene que:

$$\tau \leq \bar{\tau}$$

Donde:

$$\tau = \frac{220,24 \frac{N}{\text{mm}^2} - 0}{2} = 110,12 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

y

$$\bar{\tau} = 0,5 \cdot \bar{\sigma}_f$$

$$\bar{\tau} = 0,5 \cdot 220,22 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\bar{\tau} = 110,11 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Ahora se procede a comprobar la siguiente relación:

$$\tau \leq \bar{\tau}$$

$$110,11 \frac{N}{mm^2} \leq 110,11 \frac{N}{mm^2}$$

El material ANSI 4140 seleccionado si cumple a torsión.

3.1.11 Cálculo de los diámetros de los rodillos tomando en cuenta su peso

Para calcular el diámetro de los rodillos tomando en cuenta el peso del mismo se lo realiza mediante el método de secciones, para lo cual se calcula el peso con la ecuación 2.33, obteniendo el siguiente valor:

$$W = 775,86 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W = 7611,19 \text{ N}$$

El valor del peso distribuido en todo el rodillo será:

$$W' = \frac{7611,19 \text{ N}}{2500 \text{ mm}}$$

$$W' = 3,04 \frac{N}{mm}$$

Obtenido el peso, se procede al cálculo del momento máximo con el método de secciones tal como se muestra en la siguiente figura:

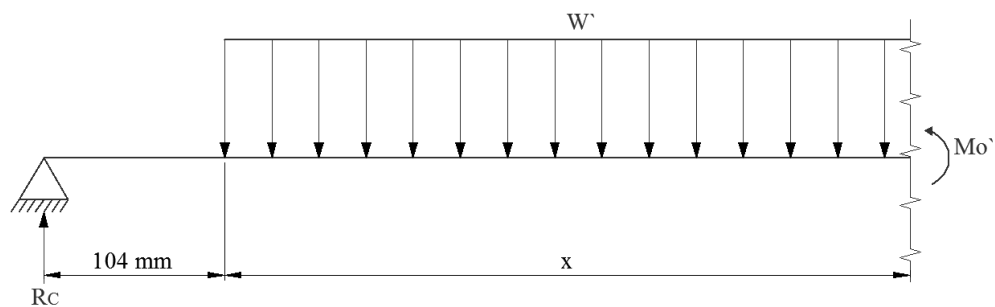


Figura 3.9. Corte en el cilindro tomando en cuenta su peso.

Una vez que se determina $R_C = R_D$, mostradas estas reacciones en la figura 3.2, R_C será igual a:

$$\uparrow (+) \sum F_v = 0$$

$$-W + R_C + R_D = 0$$

$$R_C = \frac{7611,19 \text{ N}}{2}$$

$$R_C = 3805,59 \text{ N}$$

Por lo tanto, el momento es:

$$\curvearrowright (+) \sum Mo' = 0$$

$$Mo' + W' \cdot (x - 104 \text{ mm}) \cdot \left(\frac{x - 104 \text{ mm}}{2} \right) - R_C \cdot x = 0$$

$$Mo' = -W' \cdot \left(\frac{(x - 104 \text{ mm})^2}{2} \right) + R_C \cdot x$$

Si $x = 1353,95 \text{ mm}$, entonces:

$$Mo' = -3,04 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \left(\frac{(1.353,95 \text{ mm} - 104 \text{ mm})^2}{2} \right) + 3.805,59 \text{ N} \cdot 1.353,95 \text{ mm}$$

$$Mo' = 2777,77 \text{ KN} \cdot \text{mm}$$

Por lo tanto el momento máximo total (M_T) de los rodillos es:

$$M_T = M_{\text{máx}} + Mo'$$

$$M_T = 124145,52 \text{ KN} \cdot \text{mm} + 2777,77 \text{ KN} \cdot \text{mm}$$

$$M_T = 126923,29 \text{ KN} \cdot \text{mm}$$

De la ecuación 2.19 se tiene que:

$$\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \geq \frac{M_T}{\bar{\sigma}_f}$$

$$D^4 \geq \frac{M_T \cdot 32 \cdot D}{\pi \cdot \bar{\sigma}_f} + d^4$$

$$D^4 \geq \frac{126923,29 \text{ KN} \cdot \text{mm} \cdot 32 \cdot D}{\pi \cdot 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} + (101,6 \text{ mm})^4$$

Por lo tanto, se tiene la siguiente ecuación:

$$D^4 - 12501982,55 \text{ mm}^3 \cdot D - 106555244,95 \text{ mm}^4 \geq 0$$

De donde se tiene que:

$$D \geq \mathbf{234,87 \text{ mm}}$$

Con este valor se puede concluir que el diámetro exterior para los rodillos del prediseño cumple satisfactoriamente.

3.1.12 Cálculo del diámetro para gorriones tomando en cuenta su peso

Para calcular el diámetro de los gorriones tomando en cuenta el peso de los mismos, se procede de la misma manera que los rodillos. El peso de los gorriones resulta un valor de:

$$W = 18,1 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 177,56 \text{ N}$$

El peso distribuido en todo el gorrón está dado por:

$$W' = \frac{177,56 \text{ N}}{404,4 \text{ mm}}$$

$$W' = 0,44 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Obtenido el peso se procede al cálculo del momento máximo con el método de secciones.

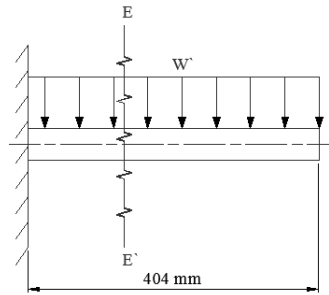


Figura 3.10. Corte en el gorrón tomando en cuenta su peso.

Para el corte E-E' se tiene lo siguiente:

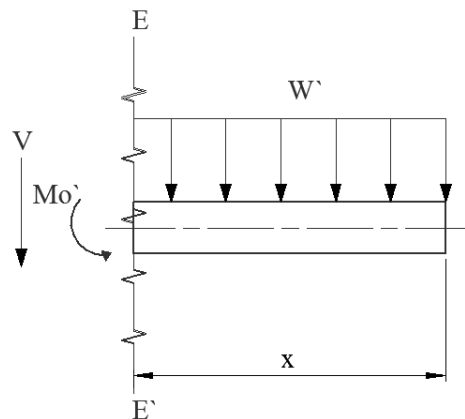


Figura 3.11. Corte E-E' en el gorrón tomando en cuenta el su peso.

R_C es igual a:

$$\uparrow (+) \sum F_v = 0$$

$$-V - W = 0$$

$$V = W = 177,46N$$

Por lo tanto el momento es:

$$\curvearrowright (+) \sum Mo' = 0$$

$$Mo' - W \cdot \left(\frac{x}{2}\right) = 0$$

$$Mo' = W \cdot \left(\frac{x}{2}\right)$$

Si $x = 404,4$ mm, entonces:

$$M_{o'} = 177,46 \text{ N} \cdot \left(\frac{404,4 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$M_{o'} = 35882.41 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por lo tanto, el momento máximo total (M_T) de los gorriones es:

$$M_T = M_{m\acute{a}x} + M_{o'}$$

$$M_T = 10684,80 \text{ kN} \cdot \text{mm} + 35.88 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$M_T = \mathbf{10720,68 \text{ kN} \cdot \text{m}}$$

Calculado el momento tomando en cuenta el peso del rodillo, se tiene la siguiente expresión anteriormente deducida:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_T \cdot 32}{\pi \cdot \bar{\sigma}_f}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10720680 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 32}{\pi \cdot 220,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$\mathbf{d \geq 79,15 \text{ mm}}$$

El diámetro de los gorriones deben tener un valor igual o mayor que 79,13 mm.

3.1.13 Estandarización de diámetros

En la siguiente tabla se muestra los valores estandarizados para los diferentes diámetros calculados:

Tabla 3.2. Valores estandarizados

Diámetros	Valores (mm)
Diámetro Exterior de los rodillos	235
Diámetro interior de los rodillos	101,6
Diámetro de los gorriones	110

3.1.14 Comprobación a torsión del rodillo con los diámetros estandarizados

Con los diámetros estandarizados se procede a calcular el nuevo momento torsor, para lo cual el volumen es:

$$V = \pi \cdot 2500 \text{ mm} \cdot [(117,5 \text{ mm})^2 - (50,8)^2]$$

$$V = 88165734,77 \text{ mm}^3 \approx 0,09 \text{ m}^3$$

La masa sería igual a:

$$m = 8,80 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} \cdot 88165734,77 \text{ mm}^3$$

$$m = 775,86 \text{ Kg}$$

Por lo tanto la fuerza tangencial es igual a:

$$F_t = 775,86 \text{ Kg} \cdot \left(0,67 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \cdot 0,12$$

$$F_t = 41,79 \text{ N}$$

Ahora, calculada la fuerza cortante se procede a calcular el momento torsor cuando el rodillo no está curvando sin carga, entonces:

$$M_t = 41,79 \text{ N} \cdot 117,5 \text{ mm}$$

$$\mathbf{M_t = 4910,33 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

3.1.15 Momento torsor cuando ingresa la plancha a curvar

Cuando ingresa la plancha a la baroladora para ser curvada, la fuerza generada por el rodillo superior genera la deformación, generando el curvado en la plancha, tal y como se muestra en la siguiente figura:

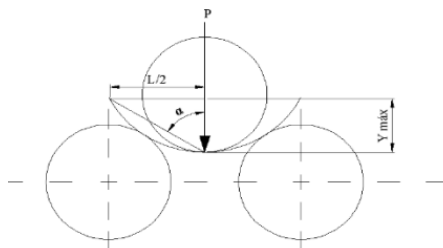


Figura 3.12. Ingreso de la plancha a la roladora.

En este momento se generan dos fuerzas, el cálculo de estas dos fuerzas cuando son máximas, se lo realiza con la máxima deformación, en este caso, esto se lo puede observar en la siguiente figura:

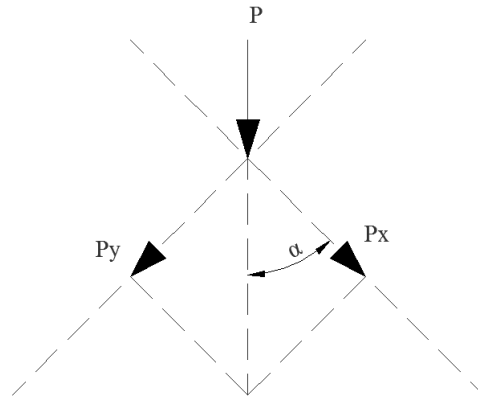


Figura 3.13. D.C.L de las fuerzas aplicadas en la plancha.

Para este caso, la deformación será:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

La inercia está dada por la siguiente ecuación:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Para lo cual, conoce que:

- $b = 2400 \text{ mm}$
- $h = 12 \text{ mm}$

Entonces,

$$I = \frac{2400 \text{ mm} \cdot (12 \text{ mm})^3}{12}$$

$$I = 345600 \text{ mm}^4$$

Por lo tanto, la deformación será:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{344900 \text{ N} \cdot (360 \text{ mm})^3}{48 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 345600 \text{ mm}^4}$$

$$\delta_{m\acute{a}x} = 4,71 \text{ mm}$$

Para el cálculo de la fuerza P_x , a continuación se calcula el ángulo α , donde se tiene que:

$$\tan \alpha = \frac{\frac{L}{2}}{\delta_{m\acute{a}x}}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{180 \text{ mm}}{4,71 \text{ mm}} = 88,5^\circ$$

Por lo tanto:

$$P_x = P \cdot \cos \alpha$$

$$P_x = 344900 \text{ N} \cdot \cos 88,5^\circ$$

$$P_x = 9028,43 \text{ N}$$

3.1.16 Cálculo de la fuerza de rodadura

Para el cálculo de la fuerza de rodadura se emplea la ecuación 2.34, de donde se tiene que:

$$F_r = \frac{344900 \text{ N} \cdot 0,006 \text{ cm}}{11,75 \text{ cm}}$$

$$F_r = 176,12 \text{ N}$$

En figura 3.14 se muestran las fuerzas que actúan sobre la plancha a curvar.

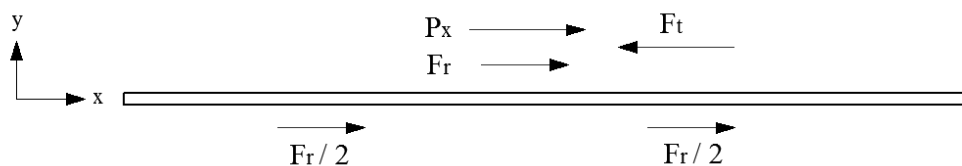


Figura 3.14 Fuerzas que actúan sobre la plancha a curvar

Aplicando sumatoria de fuerzas en la plancha a curva se tiene lo siguiente:

$$\longrightarrow (+) \sum F_x = 0$$

$$F_t = P_x + F_r + \frac{F_r}{2} + \frac{F_r}{2}$$

$$F_t = 9028,43 \text{ N} + 2 \cdot 176,12 \text{ N}$$

$$F_t = 9380,67 \text{ N}$$

Donde F_t es la fuerza tangencial requerida para superar los rozamientos generados por los rodillos. El momento torsor es:

$$M_{t'} = F_t \cdot R$$

$$M_{t'} = 9380,67 \text{ N} \cdot 117,5 \text{ mm}$$

$$M_{t'} = 1102228,73 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por lo tanto, el momento torsor total en el rodillo será:

$$M_T = M_{t'} + M_t$$

$$M_T = 1102228,73 \text{ N} \cdot \text{mm} + 4910,33 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\mathbf{M_T = 1107,14 \text{ kN} \cdot \text{mm} = 1107,14 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Ahora, se calcula el esfuerzo torsor, donde Z_p es:

$$Z_p = \frac{\pi}{16} \cdot \left[\frac{(235 \text{ mm})^4 - (101,6 \text{ mm})^4}{235 \text{ mm}} \right]$$

$$Z_p = 2459169,70 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{1107,14 \text{ kN} \cdot \text{mm}}{2459169,70 \text{ mm}^3}$$

$$\tau = 0,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Calculado el esfuerzo a torsión, se procede a calcular el esfuerzo a flexión, para lo cual el valor del módulo de sección es:

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(235 \text{ mm})^4 - (101,6 \text{ mm})^4}{235 \text{ mm}} = 1229584,85 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto:

$$\sigma_f = \frac{126923,29 \text{ kN} \cdot \text{mm}}{1229584,85 \text{ mm}^3} = 103,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Finalmente, se procede a realizar la combinación de esfuerzos:

$$\sigma_1 \sigma_2 = \frac{103,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2} \pm \sqrt{\frac{\left(103,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2}{2^2} + \left(0,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} \leq 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Entonces,

$$\sigma_1 = 103,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_2 = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Entonces,

$$\tau = \frac{103,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - 0}{2} = 51,61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Al conocer que:

$$\bar{\tau} = 0,5 \cdot 103,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Entonces:

$$\bar{\tau} = 51,71 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ahora se procede a comprobar la siguiente expresión:

$$\tau \leq \bar{\tau}$$

$$51,61 \frac{N}{mm^2} \leq 51,71 \frac{N}{mm^2}$$

Con los resultados obtenidos se comprueba que los rodillos si cumplen a torsión.

3.1.17 Comprobación de resistencia a la fatiga de los rodillos

Para comprobar que el material de los rodillos cumpla con la resistencia a la fatiga se procede a calcular la tensión equivalente mediante la ecuación 2.35, de donde se obtiene el siguiente valor:

$$\sigma_v = \sqrt{\left(103,22 \frac{N}{mm^2}\right)^2 + 3 \cdot 1^2 \cdot \left(0,45 \frac{N}{mm^2}\right)^2}$$

$$\sigma_v = 103,22 \frac{N}{mm^2}$$

Ahora se procede al cálculo de la resistencia a la fatiga, para lo cual, se tiene que:

Tabla 3.3. Variables σ_w , b_o , k .

Variables	Valores	Fuente (Elementos de máquinas, Decker)
σ_w	600 N/mm ²	Tabla 73
b_o	0,925	Figura 189
K	2,1	Pág. 235

Para el cálculo del coeficiente de entalladura mediante la ecuación 2.37, se tiene que:

Tabla 3.4. Variables p^* , α_{kb} .

Variables	Valores	Fuente (Elementos de máquinas, Decker)
p^*	0,01	Tabla 73
α_{kb}	1,4	Figura 190

El valor de x se calcula mediante la siguiente relación:

$$x \approx \frac{2}{d} + \frac{2}{\rho}$$

Donde $d = 235\text{mm}$ y $\rho = \infty$, por lo tanto:

$$x \approx \frac{2}{235\text{ mm}} + \frac{2}{\infty}$$

$$x \approx 0,01\text{ mm}^{-1}$$

Con estos valores, el coeficiente de entalladura obtenido mediante la ecuación 2.37 es:

$$\beta_{kb} = \frac{1,4}{1 + \sqrt{0,01 \cdot 0,01}}$$

$$\beta_{kb} = 1,39$$

Para el cálculo del grado de reposo (R), la tensión media del ciclo de carga será:

$$\sigma_m = 0,5 \cdot \sigma_v$$

$$\sigma_m = 0,5 \cdot 103,22 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_m = 51,61 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto, el valor de R , de la ecuación 2.38, es:

$$R = \frac{51,61 \frac{N}{\text{mm}^2}}{103,22 \frac{N}{\text{mm}^2}}$$

$$R = 0,5$$

El valor de la resistencia a la fatiga, empleando la ecuación 2.36, es:

$$\sigma_g = \frac{600 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot 0,925}{1,39 \cdot (1 - 0,5)} \leq 2,1 \cdot 600 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Con lo cual se obtiene que:

$$\sigma_g = 798,56 \frac{N}{mm^2} \leq 1.260 \frac{N}{mm^2}$$

Obteniendo estos valores, se puede afirmar que si cumple con la resistencia a la fatiga.

3.1.18 Rotura por fatiga

La rotura por fatiga se calcula mediante la ecuación 2.39, obteniendo lo siguiente:

$$S_D = \frac{798,56 \frac{N}{mm^2}}{103,22 \frac{N}{mm^2}} = 7,74$$

Para lo cual, se tiene que cumplir que:

$$S_D \geq 1,7 \text{ para } R > 0,25 \dots 0,75$$

Entonces,

$$7,74 \geq 1,7 \text{ CUMPLE}$$

3.2 Cálculo de la distancia para el contrapeso del rodillo superior

El cálculo de la distancia necesaria para el contrapeso del rodillo superior se lo realiza mediante la ecuación 2.43, obteniendo el siguiente valor:

$$x = \left(\frac{2 \cdot 2500 \text{ mm}}{3} \right)$$

$$x = 1666,67 \text{ mm} = 1,67 \text{ m}$$

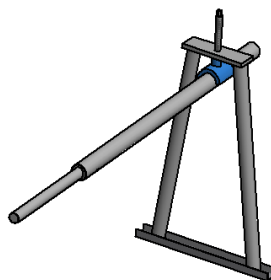


Figura 3.15. Contrapeso del rodillo superior.

3.3 Cálculo de bocines y camisas para los apoyos de los rodillos.

Para el cálculo de los bocines, se selecciona el material para su construcción, lo recomendado por los libros de diseño de elementos de máquinas es usar bronce, para este caso, se ha seleccionado bronce SAE 65.

En la siguiente gráfica se puede observar el bocín.

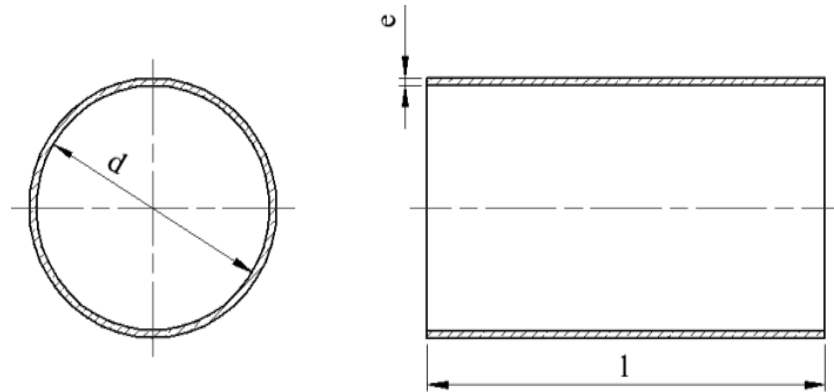


Figura 3.16. Bocín.

Para el diseño de los bocines se ha establecido:

- Factor de seguridad (n) = 3
- Longitud del bocín (l) = 170 mm.
- Diámetro interior del bocín (d) = 100 mm.

El espesor para el bocín dado por la ecuación 2.42 será:

$$e = \frac{172,45 \text{ KN} \cdot 3}{2 \cdot 529,74 \cdot 10^{-3} \frac{\text{KN}}{\text{mm}^2} \cdot 170 \text{ mm}}$$

$$e = 2,88 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}$$

De igual manera se calcula el espesor para la camisa del bocín, el material que se ha seleccionado para la construcción de los mismos es acero ASTM A53, entonces se tiene que:

$$e = \frac{172,45 \text{ KN} \cdot 3}{2 \cdot 241,33 \cdot 10^{-3} \frac{\text{KN}}{\text{mm}^2} \cdot 170 \text{ mm}} = 6,31 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm}$$

3.3.1 Estandarización de Bocín y Camisa

Una vez obtenido los espesores requeridos para los bocines y camisas se procede a estandarizar las medidas para los bocines y camisas.

Tabla 3.5. Bocines y camisas.

Elementos	Dimensiones
Bocines	<ul style="list-style-type: none">• Diámetro interior (d) = 110 mm• Diámetro exterior (D) = 150 mm• Longitud (l) = 170 mm
Camisas	<ul style="list-style-type: none">• Diámetro interior (d) = 150 mm• Diámetro exterior (D) = 190 mm• Longitud (l) = 170 mm

3.4 Cálculos para la selección del motor eléctrico

Para el cálculo de la selección del motor se procede a realizar el siguiente procedimiento, la potencia del sistema está dada por la ecuación 2.44 y el momento torso total para los tres rodillos será:

$$M_{total} = M_T \cdot 3$$

$$M_{total} = 1107,14 \text{ Nm} \cdot 3$$

$$M_{total} = 3321,42 \text{ Nm}$$

Al conocer que $n = 7$ rpm, la velocidad angular será:

$$w = \frac{2\pi \cdot 7}{60} = 0,73 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Por lo tanto, la potencia será.

$$H = 3321,42 \text{ N.m} \cdot 0,73 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$H = 2424.6 \text{ W} \approx 3,5 \text{ HP}$$

Conociendo que el motor tiene un rendimiento del 89,5%, la potencia que se requiere en el eje del motor se obtiene mediante la ecuación 2.46, por lo tanto, esta será de.

$$P_{eje} = \frac{H}{n}$$

$$P_{eje} = \frac{3,5 \text{ HP}}{0,895}$$

$$P_{eje} = 3,9 \text{ HP}$$

Estandarizando en el mercado **$P_{eje} = 5 \text{ HP}$**

Para encontrar la potencia real se tiene que tomar en cuenta los rendimientos de los elementos que conforman el sistema de potencia, para lo cual se tiene los siguientes valores:

- $n_b = 0,93$
- $n_c = 0,9$
- $n_p = 0,88$

Por lo tanto, la eficiencia del sistema será:

$$n_t = 0,93 \cdot 0,9 \cdot 0,88$$

$$n_t = 0,74$$

Por consiguiente, de la ecuación 2.47 se obtiene que la potencia necesaria para el sistema será:

$$P_{real} = \frac{5 \text{ HP}}{0,74}$$

$$\mathbf{P_{real} = 6,75 \text{ Hp}}$$

Para la elección del motor se debe tomar en cuenta que en el mercado existen motores monofásicos y trifásicos, la selección con respecto a este punto será trifásica, ya que en el lugar de funcionamiento de la máquina la línea de abastecimiento es trifásica.

Obtenido los cálculos anteriores el motor seleccionado se describe en la siguiente tabla.

Tabla 3.6. Datos de motor eléctrico.

Datos	Siglas	Valores
Marca		MARATHON ELECTRIC
Tipo	TYPE	Blue Chip
Modelo	Model	8D 256TTGN4076AB L
Potencia máxima	HP	7,5 HP
Revoluciones por minuto	RPM	1175 RPM
Fuente de alimentación	PH	3 (trifásico)
Voltaje	VOLTS	230-460 V
Frecuencia	HZ	60 HZ
Eficiencia	NEMA NOM EFF	89.5 %

3.5 Cálculo del sistema de transmisión de potencia.

3.5.1 Cálculo de par de torsión en cada elemento del sistema

Tomando como referencia la figura 2.14, se ha establecido los siguientes valores:

- Potencia del motor = 7,5 hp.
- Eficiencia del motor = 89,5% (Datos de placa del motor).
- $w_1 = 1175$ r.p.m. (Velocidad angular de salida del motor).
- $w_2 = 587,5$ r.p.m. (Velocidad angular de entrada a la caja reductora).
- $w_3 = 29,38$ r.p.m. (Velocidad angular de salida de la caja reductora, caja reductora 1:20).
- $w_4 = w_5 = 14,69$ r.p.m. (Velocidad angular en el eje loco).
- $w_6 = 7$ r.p.m. (Velocidad angular en los rodillos).

La potencia real de salida del motor será:

$$H = 7,5 \text{ hp} \cdot 89,5\%$$

$$H = 6,71 \text{ hp} = 5 \text{ kW}$$

El cálculo del par de torsión en cada punto del sistema de transmisión se lo realiza despejando el par de torsión de la ecuación 2.44, obteniendo lo siguiente:

$$T_1 = \frac{6,71 \text{ hp}}{1175 \text{ r.p.m.}} \cdot \left[\frac{745,7 \frac{\text{N.m}}{\text{s}}}{1 \text{ hp}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min.}} \right]$$

$$T_1 = 40,66 \text{ N.m}$$

Realizando el mismo proceso para los demás puntos, se obtiene los siguientes valores:

- $T_2 = 81,33 \text{ N.m}$
- $T_3 = 1626,32 \text{ N.m}$
- $T_4 = T_5 = 3252,64 \text{ N.m}$
- $T_6 = 6825,90 \text{ N.m}$

3.5.2 Cálculo de correas y poleas para los puntos 1 y 2.

Calero y Carta (1999) recomiendan seguir el siguiente procedimiento para el cálculo de las correas y poleas.

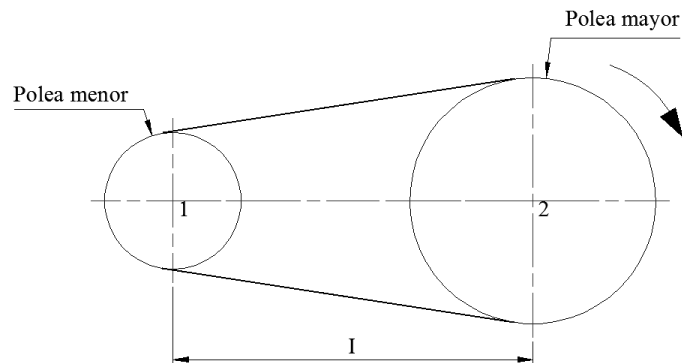


Figura 3.17. Sistema de transmisión de potencia por correas y poleas.

La relación de transmisión dada por la ecuación 2.45 será:

$$K = \frac{1175 \text{ rpm}}{587,5 \text{ rpm}}$$

$$K = 2$$

La potencia a transmitir corregida se calcula mediante la ecuación 2.49, para lo cual, el valor de C_C se obtiene de la tabla 1 del ANEXO A. El valor de C_C será 1,4, entonces, la potencia corregida, mediante la ecuación 2.48, es:

$$P_c = 6,71 \text{ hp} \cdot 1,4 = \mathbf{9,39 \text{ hp}}$$

El dato de sección de la correa se lo realiza mediante la tabla 2 del ANEXO A, la cual recae sobre la sección B. La selección del diámetro primitivo de la polea menor (d), se lo realiza mediante la tabla 3 del ANEXO A, la cual recomienda un diámetro primitivo para la polea menor de:

$$\mathbf{d = 140 \text{ mm}}$$

El diámetro primitivo de la polea mayor se lo calcula mediante la ecuación 2.49, obteniendo el siguiente valor:

$$\mathbf{D = 140 \text{ mm} \cdot 2 = 280 \text{ mm}}$$

La distancia entre los centros de los ejes se lo obtiene mediante la ecuación 2.50, por lo tanto:

$$I \geq \frac{(2 + 1) \cdot 140 \text{ mm}}{2} + 140 \text{ mm}$$

$$\mathbf{I \geq 350 \text{ mm} \approx 500 \text{ mm}}$$

La longitud primitiva teórica de la correa dada por la ecuación 2.51, será:

$$L = 2 \cdot 500 \text{ mm} + 1,57 \cdot (280 \text{ mm} + 140 \text{ mm}) + \frac{(280 \text{ mm} - 140 \text{ mm})^2}{4 \cdot 500 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{L = 1669,20 \text{ mm}}$$

Obtenida la longitud primitiva teórica de la correa, se selecciona la longitud primitiva nominal de la correa mediante la tabla 5 del ANEXO A, para este caso se selecciona una correa clásica trapezoidal B-64 bajo la norma DIN 2215/ ISO 4184.

La distancia efectiva calculada por la ecuación 2.52, será:

$$I_e = 500 \text{ mm} - \frac{1669,20 \text{ mm} - 1674 \text{ mm}}{2}$$

$$I_e = \mathbf{502,40 \text{ mm}}$$

El arco de contacto, calculado mediante la ecuación 2.53, es:

$$\delta = 180 - 57 \cdot \frac{280 \text{ mm} - 140 \text{ mm}}{502,40 \text{ mm}} = \mathbf{164,12^\circ}$$

Para el cálculo de la potencia efectiva de la correa, se tiene que $P_b = 3,27 \text{ hp}$, $P_d = 0,52 \text{ hp}$, $C_\gamma = 0,95$, $C_L = 0,91$ (valores obtenidos interpolando). Estos valores fueron calculados mediante la tabla 4 del ANEXO A. Por lo tanto, de la ecuación 2.54, se obtiene que la potencia efectiva de la correa es:

$$P_a = (3,27 \text{ hp} + 0,52 \text{ hp}) \cdot 0,95 \cdot 0,91$$

$$P_a = \mathbf{3,28 \text{ hp}}$$

El número de correas que son necesarias se calcula mediante la ecuación 2.55, obteniendo la siguiente cantidad:

$$\text{Núm} = \frac{9,39 \text{ hp}}{3,28 \text{ hp}}$$

$$\text{Núm} = \mathbf{2,86 \approx 3 \text{ correas}}$$

La velocidad tangencial de la correa se obtiene de la ecuación 2.56, obteniendo el siguiente valor:

$$v = \frac{0,52 \cdot 140 \text{ mm} \cdot 1175 \text{ rpm}}{1000}$$

$$v = \mathbf{85,54 \frac{m}{s}}$$

3.5.3 Selección de bandas y poleas

Una vez realizado los cálculos respectivos para bandas y poleas se procede a seleccionar los elementos, los cuales se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3.7. Bandas y poleas para el sistema de transmisión de potencia.

Tipo de correa	B-64
Numero de correas	3
Diámetro polea menor	120 mm (5 ½ pulg.)
Diámetro polea mayor	240 mm (11 pulg.)

3.5.4 Cálculo de cadenas y los piñones para los puntos 3 y 4.

Para el sistema de transmisión por cadenas y piñones, se ha realizado el siguiente pre-diseño, mostrado a continuación.

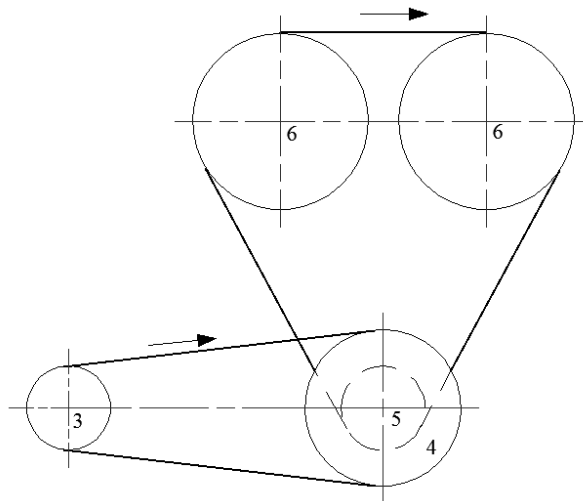


Figura 3.18. Sistema de transmisión por cadenas y piñones.

Para el cálculo del sistema de transmisión desde la caja reductora hasta los rodillos, se usará piñones y cadenas dobles, de paso $t = 80$ (1").

Se empezará con el diseño de la cadena y piñones desde el punto 3 al punto a 4.

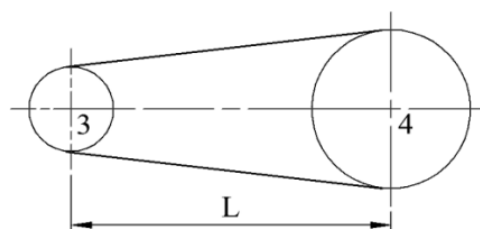


Figura 3.19. Cadena y piñones en los puntos 3 y 4.

De la ecuación 2.45 se obtiene que la relación de transmisión entre estos puntos es:

$$K = \frac{w_3}{w_4}$$

$$K = \frac{29,38 \text{ rpm}}{14,69 \text{ rpm}}$$

$$\mathbf{K = 2}$$

Obtenido K, se procede a definir el número de dientes para el piñón de menor tamaño, esto se lo realiza con la ayuda del catálogo de catarinas de IVAN BOHMAN del ANEXO B, para este caso $N_3 = 18$ dientes, por lo tanto, de la ecuación 2.57 se tiene que el número de dientes para el piñón de mayor tamaño es:

$$N_4 = 18 \cdot 2$$

$$\mathbf{N_4 = 36 \text{ dientes}}$$

Para el cálculo del número de eslabones para la cadena, se ha establecido una distancia preliminar entre los centros de piñones (L) de 550 mm, por lo tanto, de la ecuación 2.58 se tiene que:

$$n_e = \frac{2 \cdot 550 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}} + \frac{18 + 36}{2} + \left[\frac{36 - 18}{2 \cdot \pi} \right]^2 \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{550 \text{ mm}}$$

$$n_e = 70,69 \text{ eslabones}$$

Se recomienda redondear el número de eslabones a un número par, por lo tanto:

$$\mathbf{n_e \approx 72 \text{ eslabones}}$$

Con estos valores, se procede a calcular mediante la ecuación 2.59 la distancia exacta entre los centros de los piñones.

$$L = \frac{25,4 \text{ mm}}{4} \cdot \left\{ 72 - \frac{18 + 36}{2} + \left[\left(72 - \frac{18 + 36}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{36 - 18}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}$$

$$\mathbf{L = 566,83 \text{ mm}}$$

Por lo tanto, la potencia según el diagrama de selección de las cadenas de transmisión de potencia del ANEXO B es $P_o = 3,85 \text{ kW} = 5,16 \text{ hp}$ (interpolando). Para el cálculo de la potencia nominal, se tienen los siguientes valores:

- $n_c = 1$
- $C_I = 0,7$
- $C_2 = 0,8$
- $C_s = 1$

Para lo cual, el valor de C_3 , empleando la ecuación 2.61 es:

$$C_3 = \sqrt{\frac{72}{90} + \frac{2}{2 + 1}}$$

$$C_3 = 1,21$$

Por lo tanto, la potencia nominal, obtenida mediante la ecuación 2.60 es:

$$P_m = 2 \cdot \frac{5.16 \cdot 18}{19 \cdot 1} \cdot 1 \cdot 0.8 \cdot 1.22$$

$$P_m = 9,54 \text{ CV} = \mathbf{9,41 \text{ HP}}$$

La potencia nominal cumple, debido a que debe ser igual o mayor a la potencia transmitida por el motor.

3.5.5 Cálculo de cadenas y los piñones para los puntos 5 y 6.

Para el cálculo de las cadenas y de los piñones en los puntos 5 y 6, mostrados en la figura 3.19, se sigue el proceso anterior.

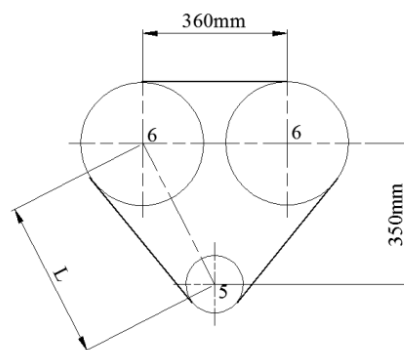


Figura 3.20. Cadena y piñones en los puntos 5 y 6.

Por lo tanto, se obtiene que la relación de transmisión entre estos puntos es:

$$K = \frac{w_5}{w_6}$$

$$K = \frac{14,69 \text{ r. p. m.}}{7 \text{ r. p. m.}}$$

$$K = 2,1$$

Ahora se procede a definir el número de dientes para el piñón de menor tamaño, para este caso también se ha seleccionado $N_5 = 18$ dientes, por lo tanto:

$$N_6 = 18 \cdot 2,1$$

$$N_6 = 37,8 \approx 38 \text{ dientes}$$

Se seleccionó piñones de 40 diente, ya que los de 38 dientes no se disponían en el mercado nacional.

La distancia preliminar entre los centros (L) de piñones 5 y uno de los piñones 6, será de 531,41 mm. Por lo tanto, el número de eslabones que conformarán la cadena será:

$$n_e = \frac{2 \cdot 170 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}} + \frac{18 + 40}{2} + \left[\frac{40 - 18}{2 \cdot \pi} \right]^2 \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{170 \text{ mm}}$$

$$n_e = 44,22 \approx 46 \text{ eslabones}$$

A este número de eslabones hay que sumarle los eslabones que existen entre los rodillos, con esto se obtiene que el número de eslabones totales es de:

$$n_{eT} = 46 + \frac{360}{25,4} = 60,1 \approx 62 \text{ eslabones}$$

La distancia exacta entre los centros de los piñones es:

$$L = \frac{25,4 \text{ mm}}{4} \cdot \left\{ 62 - \frac{18 + 40}{2} + \left[\left(62 - \frac{18 + 40}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{40 - 18}{\pi} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}$$

$$L = 409,22 \text{ mm}$$

3.5.6 Selección de cadenas y piñones

Una vez diseñado el sistema de transmisión de potencia mediante cadenas y piñones, se selecciona estos elementos para ser adquiridos posteriormente. La cadena seleccionada es de paso $t = 80$ (1 pulg.), tipo doble, bajo la norma DIN 8188. Con respecto a los piñones para cadena se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 3.8. Piñones para el sistema de transmisión de potencia.

Piñones	Num. dientes	Cant.
Piñón No. 3	18 dientes	1
Piñón No. 4	36 dientes	1
Piñón No. 5	18 dientes	1
Piñón No. 6	40 dientes	2

Debido a que en el mercado nacional no se dispone en stock los piñones de 38 dientes se optó por adquirir piñones con 40 dientes, los cuales generan una velocidad en los rodillos de **6,61 rpm**, la cual es aceptable.

3.5.7 Cálculo de las chavetas y chaveteros para las catarinas 6.

El diámetro del eje para las catarinas 6 en los rodillos será de 80 mm, por lo tanto, se procede a seleccionar bajo la norma UNE 17.102 h1 las chavetas y chaveteros adecuados. De la tabla 18.13 del ANEXO F se ha seleccionado la chaveta de 22 x 22 (b x h). El material seleccionado para las chavetas es el AISI 1015 (BOHLER CHAVETA), con un $S_y = 235 \text{ N/mm}^2$. Por lo tanto, la tensión por cortadura está dada por la ecuación 2.95.

$$\tau_d = 0,5 \frac{235 \frac{N}{mm^2}}{3}$$

$$\tau_d = 39,17 \frac{N}{mm^2}$$

La longitud mínima a cortadura mediante la ecuación 2.94 será:

$$L_{\min.1} = \frac{2 \cdot 6825900 \text{ N} \cdot \text{mm}}{39,17 \frac{N}{mm^2} \cdot 80 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm}}$$

$$L_{\min.1} = 198,03 \text{ mm}$$

La tensión de diseño para la longitud mínima de aplastamiento sería:

$$\sigma_d = \frac{235 \frac{N}{mm^2}}{3}$$

$$\sigma_d = 78,33 \frac{N}{mm^2}$$

La longitud mínima por aplastamiento mediante la ecuación 2.96 será:

$$L_{mín.2} = \frac{4 \cdot 6825900 \text{ N} \cdot \text{mm}}{78,33 \frac{N}{mm^2} \cdot 80 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm}}$$

$$L_{mín.2} = \mathbf{198,05 \text{ mm}}$$

La longitud mínima para las chavetas para flecha será de $L_{mín} = 198,05 \text{ mm}$.

3.6 Cálculo del sistema oleohidráulico

3.6.1 Cálculo del diámetro interior de los cilindros oleohidráulicos

Para el cálculo del diámetro interior del cilindro oleohidráulico se debe establecer algunos parámetros, para este caso, estos valores serán:

- Presión de trabajo = 20684271 Pa (3000 psi)
- Fuerza de avance = 176.4 kN
- Rendimiento del cilindro = 0,9
- Carrera = 195 mm
- Tiempo en realizar la carrera = 98 s.

Por lo tanto, despejando de la ecuación 2.62 el diámetro interior del cilindro se obtiene el siguiente valor:

$$D = \sqrt{\frac{176400 \text{ N} \cdot 4}{20684271 \text{ Pa} \cdot \pi \cdot 0,9}}$$

$$D = \mathbf{0,11 \text{ m} = 110 \text{ mm}}$$

3.6.2 Cálculo del caudal necesario para el sistema

La carrera que se ha establecido es de 195 mm, el tiempo en realizar la carrera el vástago será de 98 segundos, por lo tanto, la velocidad de traslación del vástago será igual a:

$$v = \frac{0,195 \text{ m}}{98 \text{ s}}$$

$$v = 2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El caudal necesario para el avance de los dos cilindros se lo obtiene mediante la ecuación 2.64:

$$Q = 2 \cdot \left[\frac{\pi \cdot (0,11 \text{ m})^2}{4} \cdot (2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}}) \right]$$

$$Q = 3,8 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

3.6.3 Cálculo del espesor del tubo y las tapas del cilindro oleohidráulico

Para la construcción del cilindro se ha seleccionado el material St-52 ($S_y = 340 \text{ N/mm}^2$), el cual es empleado especialmente para la construcción de cilindros oleohidráulicos. El esfuerzo admisible empleando un factor de seguridad de $n = 2$ será.

$$\sigma_{adm} = \frac{340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2}$$

$$\sigma_{adm} = 170 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Al remplazar las ecuaciones 2.66 y 2.67 en la ecuación 2.65 se obtiene el radio exterior del cilindro, conociendo que $r = 55,13 \text{ mm}$ y $P = 20,68 \text{ N/mm}^2$.

$$\sigma_{adm} = P \cdot \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + P$$

Por lo tanto el radio exterior del cilindro será:

$$170 \frac{N}{mm^2} = 20,68 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{R^2 + (57,15mm)^2}{R^2 - (57,15mm)^2} + 20,68 \frac{N}{mm^2}$$

$$R = 65,70 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el espesor del cilindro será.

$$e = 65,70 \text{ mm} - 57,15 \text{ mm}$$

$$e = 8,55 \text{ mm}$$

Obtenido este valor se ha establecido un espesor para el cilindro de $e = 11,55 \text{ mm}$, con lo cual el diámetro exterior del cilindro será de $D = 133,35 \text{ mm}$ (5 ¼ pulg.).

El material para las tapas del cilindro será el AISI 1018 ($S_y = 235 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{adm} = 117,5 \text{ N/mm}^2$). El espesor de las tapas se calcula mediante la ecuación 2.68.

$$a = \frac{133,35 \text{ mm} - 114,3 \text{ mm}}{2} \cdot \sqrt{\frac{20,68 \frac{N}{mm^2}}{117,5 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$a = 4 \text{ mm}$$

Mediante la ecuación 2.69 se obtiene el diámetro del vástago.

$$\phi_{min} = \sqrt{\frac{18000 \text{ Kg} \cdot (30,5 \text{ cm})^2 \cdot 64 \cdot 2}{20000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot \pi^3}}$$

$$\phi_{min} = 58,79 \text{ mm}$$

Se ha establecido un diámetro para el vástago de $D_v = 63,5 \text{ mm}$ (2,5 pulg.).

3.6.4 Cálculo de la potencia del motor de la bomba

El cálculo de la potencia del motor de accionamiento de la bomba está dado por la ecuación 2.70, para lo cual, FESTO indica un rendimiento total de la instalación de un 70%.

Se obtuvo el siguiente valor para la potencia del motor de accionamiento de la bomba oleohidráulica.

$$N = \frac{20684271 \text{ Pa} \cdot 3,8 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,7}$$

$$N = 1122,86 \text{ W}$$

3.6.5 Selección de tuberías

El sistema oleohidráulico está compuesto por tres diferentes líneas: línea de succión, línea de descarga y línea de alta presión. En la siguiente tabla se muestran las máximas velocidades a las que el fluido (aceite hidráulico) puede circular por las tuberías.

Tabla 3.9. Velocidades máximas del fluido en tuberías.

Tuberías	Velocidades máximas del fluido
Tuberías de presión	Hasta 50 bar de presión de trabajo: 4 m/s
	Hasta 100 bar de presión de trabajo: 4,5 m/s
	Hasta 150 bar de presión de trabajo: 5 m/s
	Hasta 200 bar de presión de trabajo: 5,5 m/s
	Hasta 300 bar de presión de trabajo: 6 m/s
Tuberías de succión	1,5 m/s
Tuberías de retorno	2 m/s

Fuente: FESTO DIDACTIC (1989).

Para el cálculo del diámetro interior de la tubería de succión (d_s) se establece una velocidad (v_s) de 0,5 m/s, por lo tanto, de la ecuación 2.72 se tiene que el diámetro es:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 38000 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 500 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}}$$

$$d = 9,83 \text{ mm} \approx 3/8"$$

Para el cálculo del diámetro interior de la tubería de presión (d_p) se establece una velocidad (v_p) de 3 m/s, obteniendo el siguiente diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 38000 \frac{mm^3}{s}}{\pi \cdot 3000 \frac{mm}{s}}}$$

$$d = 4,02 \text{ mm} \approx 1/4"$$

Para el cálculo del diámetro interior de la tubería de retorno (d_r) se establece una velocidad (v_p) de 1,5 m/s, obteniendo el siguiente diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 38000 \frac{mm^3}{s}}{\pi \cdot 1500 \frac{mm}{s}}}$$

$$d = 5,68 \text{ mm} \approx 1/4"$$

3.6.6 Diseño del depósito del sistema

Como se mencionó en el anterior capítulo sobre el depósito de almacenamiento del aceite, este debe ser de 2,5 a 4 veces el caudal de la bomba, para este caso se estableció que sea 3 veces el caudal de la bomba. Despejando de la ecuación 2.64 el volumen, se obtiene un valor de:

$$V = 3 \cdot Q \cdot t$$

$$V = 3 \cdot (3,8 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}) \cdot 92 \text{ s}$$

$$V = 0,01 \text{ m}^3 = 10 \text{ litros}$$

3.6.7 Selección del cilindro hidráulico para bancada plegable

Para dar movimiento a la bancada plegable se seleccionó un cilindro hidráulico de doble efecto (Cilindro C) de la marca Prince (ANEXO C), modelo F14024, con una presión de trabajo de 3000 psi (presión del sistema) con un vástago de 1 3/4 plg y una carrera de 24 pulgadas.

3.6.8 Elementos para el sistema oleohidráulico

Calculado todos los valores para el sistema oleohidráulico se ha establecido en la siguiente tabla los siguientes valores para los elementos que lo conforman.

Tabla 3.10. Elementos oleohidráulicos.

Elementos oleohidráulicos	Cant.	Especificaciones técnicas
Cilindro oleohidráulico con brida delantera (Cilindros A y B)	1	<ul style="list-style-type: none"> • Diámetro interior = 110,25 mm (4,5 pulg.) • Diámetro exterior = 133,35 mm (5 ¼ pulg.) • Diámetro del vástago = 63,5 mm (2,5 pulg.) • Carrera = 195 mm • Presión interior = 20,68 N/mm² (3000 psi)
Bomba oleohidráulica de engranajes	1	Caudal = 1 GPM
Motor Eléctrico	1	Potencia = 2 HP
Válvula solenoide 4/3	1	Centro tándem
Válvula reguladora de presión	1	
Válvula reguladora de caudal	4	

3.6.9 Circuito de fuerza del sistema electrohidráulico

En la siguiente figura se muestran los circuitos de fuerza del sistema electrohidráulico, los cuales fueron realizados mediante el software Festo Hydraulic.

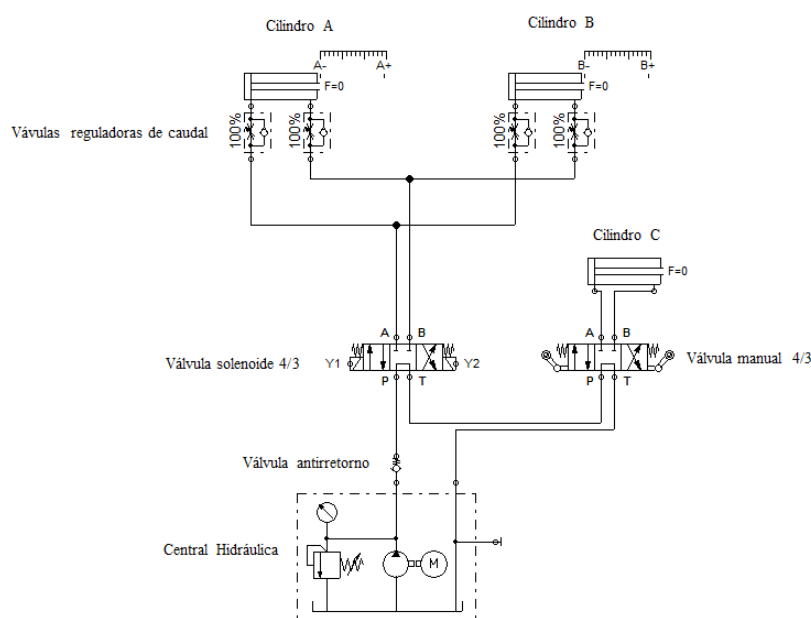


Figura 3.21. Circuito de fuerza del sistema electrohidráulico.

3.6.10 Circuito de mando del sistema electrohidráulico

En la siguiente grafica se muestra el circuito de mando del sistema electrohidráulico.

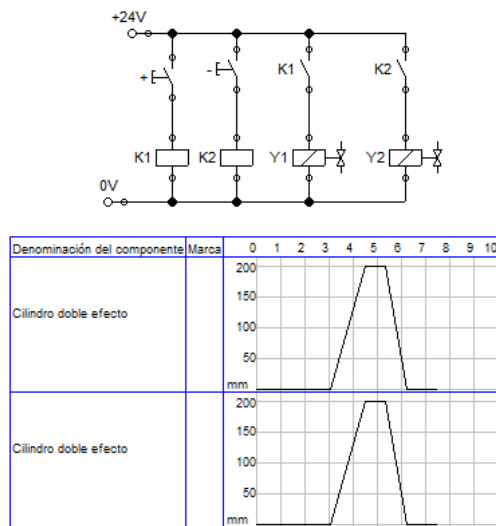


Figura 3.22. Circuito de mando del sistema electrohidráulico.

3.7 Diseño de la flecha para la ruedas dentadas 4 y 5

Para el diseño de la flecha se seguirá el procedimiento planteado por Shigley, en el capítulo “Ejes, flechas y sus componentes”. Las fuerzas tangenciales generadas por las catarinas se calculan mediante la ecuación 2.74, la fuerza tangencial en la catarina 4 de 36 dientes, la cual tiene un diámetro de 291,44 mm, será:

$$W_{t4} = \frac{60000 \cdot 5 \text{ kW}}{\pi \cdot 291,44 \text{ mm} \cdot 14,69 \text{ rpm}}$$

$$W_{t4} = 22,30 \text{ kN}$$

Para el empleo en el cálculo de la flecha se obtiene las componentes de la fuerza tangencial, en la siguiente figura se observa las componentes.

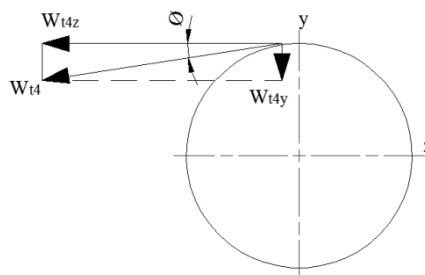


Figura 3.23. Componentes de la fuerza tangencial de la catarina 4.

Al conocer que $\theta = 6^\circ$, los valores de las componentes son:

$$W_{t4y} = W_{t4} \cdot \sin \theta$$

$$W_{t4y} = 22,30 \text{ kN} \cdot \sin 6^\circ$$

$$\mathbf{W_{t4y} = 2,33 \text{ kN}}$$

$$W_{t4z} = W_{t4} \cdot \cos \theta$$

$$W_{t4z} = 22,30 \text{ kN} \cdot \cos 6^\circ$$

$$\mathbf{W_{t4z} = 22,18 \text{ kN}}$$

Para la catarina 5 de 18 dientes, con un diámetro de 146,28 mm, la fuerza tangencial es:

$$W_{t5} = \frac{60000 \cdot 5 \text{ kW}}{\pi \cdot 146,28 \text{ mm} \cdot 14,69 \text{ rpm}}$$

$$\mathbf{W_{t5} = 44,44 \text{ kN}}$$

Las componentes de la catarina 5 se muestran en la siguiente figura.

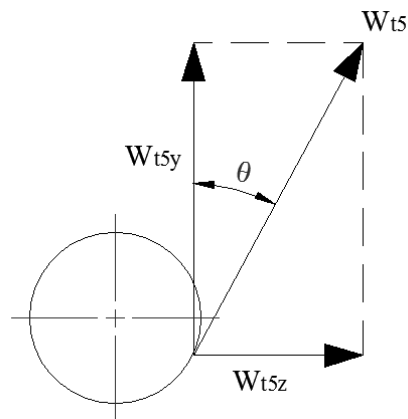


Figura 3.24. Componentes de la fuerza tangencial de la catarina 5.

Al conocer que $\theta = 26^\circ$, los valores de las componentes son:

$$W_{t5z} = W_{t5} \cdot \sin \theta$$

$$W_{t5z} = 44,44 \text{ kN} \cdot \sin 26^\circ$$

$$W_{t5z} = 19,48 \text{ kN}$$

$$W_{t5y} = W_{t5} \cdot \cos \theta$$

$$W_{t5y} = 44,44 \text{ kN} \cdot \cos 26^\circ$$

$$W_{t5y} = 39,94 \text{ kN}$$

Obtenidas las componente de las fuerzas tangenciales en las catarinas, se procede a calcular las reacciones producidas en la flecha, para esto se establece longitudes para el diseño de la flecha, esto se muestra en la siguiente figura.

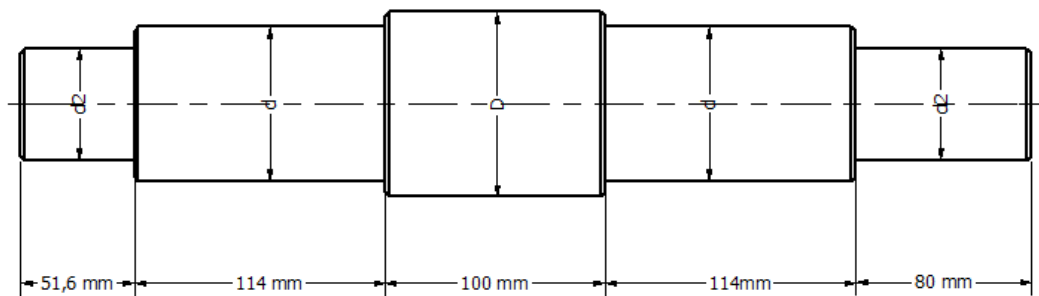


Figura 3.25. Flecha para la catarina 4 y 5.

Las fuerzas tangenciales se distribuyen en la flecha tal y como se muestra en la siguiente figura.

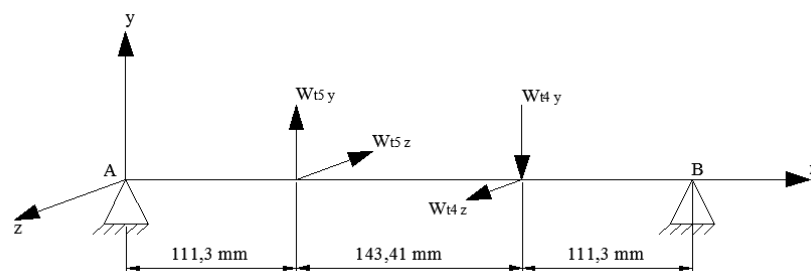


Figura 3.26. Diagrama de cuerpo libre de la flecha.

En los puntos A y B se generarán las reacciones de la flecha, esto se debe a que en estos puntos se ubicaran las chumaceras que soportaran a la flecha. Las fuerzas tangenciales están ubicadas en el centro de las catarinas.

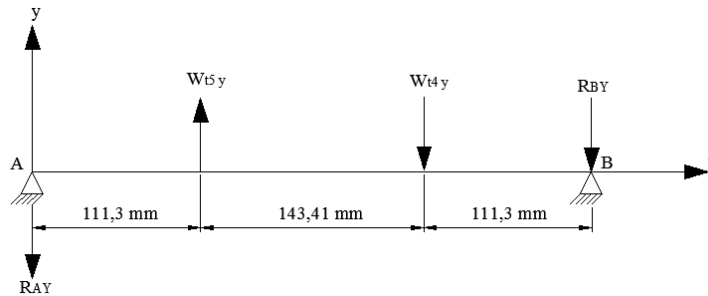


Figura 3.27. Reacciones en el plano x-y.

Las reacciones para los puntos A y B en el plano x-y obtenidas mediante sumatoria de momentos serán:

$$\curvearrowright (+) \sum M_A = 0$$

$$W_{t5y} \cdot 111,3 \text{ mm} - W_{t4y} \cdot 254,71 \text{ mm} - R_{By} \cdot 366,01 \text{ mm} = 0$$

$$R_{By} = \frac{W_{t5y} \cdot 111,3 \text{ mm} - W_{t4y} \cdot 254,71 \text{ mm}}{366,01 \text{ mm}}$$

$$R_{By} = \frac{39,94 \text{ kN} \cdot 111,3 \text{ mm} - 2,33 \text{ kN} \cdot 254,71 \text{ mm}}{366,01 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_{By} = 10,52 \text{ kN}}$$

$$\curvearrowright (+) \sum M_B = 0$$

$$W_{t4y} \cdot 111,3 \text{ mm} - W_{t5y} \cdot 254,71 \text{ mm} + R_{Ay} \cdot 366,01 \text{ mm} = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{W_{t5y} \cdot 254,71 \text{ mm} - W_{t4y} \cdot 111,3 \text{ mm}}{366,01 \text{ mm}}$$

$$R_{Ay} = \frac{39,94 \text{ kN} \cdot 254,71 \text{ mm} - 2,33 \text{ kN} \cdot 111,3 \text{ mm}}{366,01 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_{Ay} = 27,09 \text{ kN}}$$

En el plano x-z las reacciones están distribuidas de la siguiente manera.

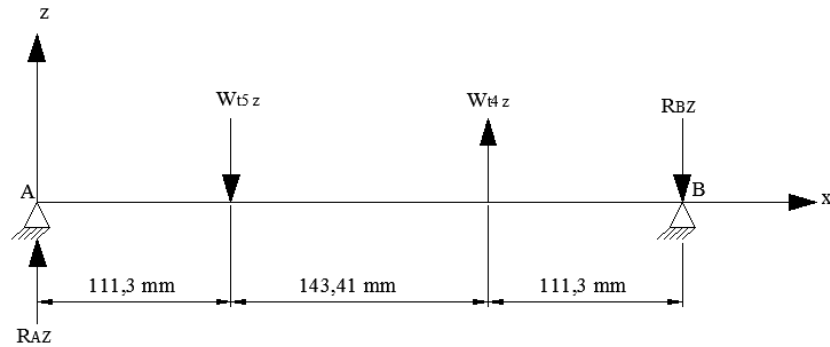


Figura 3.28. Reacciones en el plano x-z.

Los valores de las reacciones serán:

$$\curvearrowright (+) \sum M_B = 0$$

$$-W_{t4z} \cdot 111,3 \text{ mm} + W_{t5z} \cdot 254,71 \text{ mm} - R_{Az} \cdot 366,01 \text{ mm} = 0$$

$$R_{Az} = \frac{-W_{t4z} \cdot 111,3 \text{ mm} + W_{t5z} \cdot 254,71 \text{ mm}}{366,01 \text{ mm}}$$

$$R_{Az} = \frac{-22,18 \text{ kN} \cdot 111,3 \text{ mm} + 19,48 \text{ kN} \cdot 254,71 \text{ mm}}{366,01 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_{Az} = 6,81 \text{ kN}}$$

$$\curvearrowright (+) \sum M_A = 0$$

$$-W_{t5z} \cdot 111,3 \text{ mm} + W_{t4z} \cdot 254,71 \text{ mm} - R_{Bz} \cdot 366,01 \text{ mm} = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{-W_{t5z} \cdot 111,3 \text{ mm} + W_{t4z} \cdot 254,71 \text{ mm}}{366,01 \text{ mm}}$$

$$R_{Bz} = \frac{-19,48 \text{ kN} \cdot 111,3 \text{ mm} + 22,18 \text{ kN} \cdot 254,71 \text{ mm}}{366,01 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_{Bz} = 9,51 \text{ kN}}$$

En las siguientes figuras se representan las fuerzas y reacciones que actúan en la flecha.

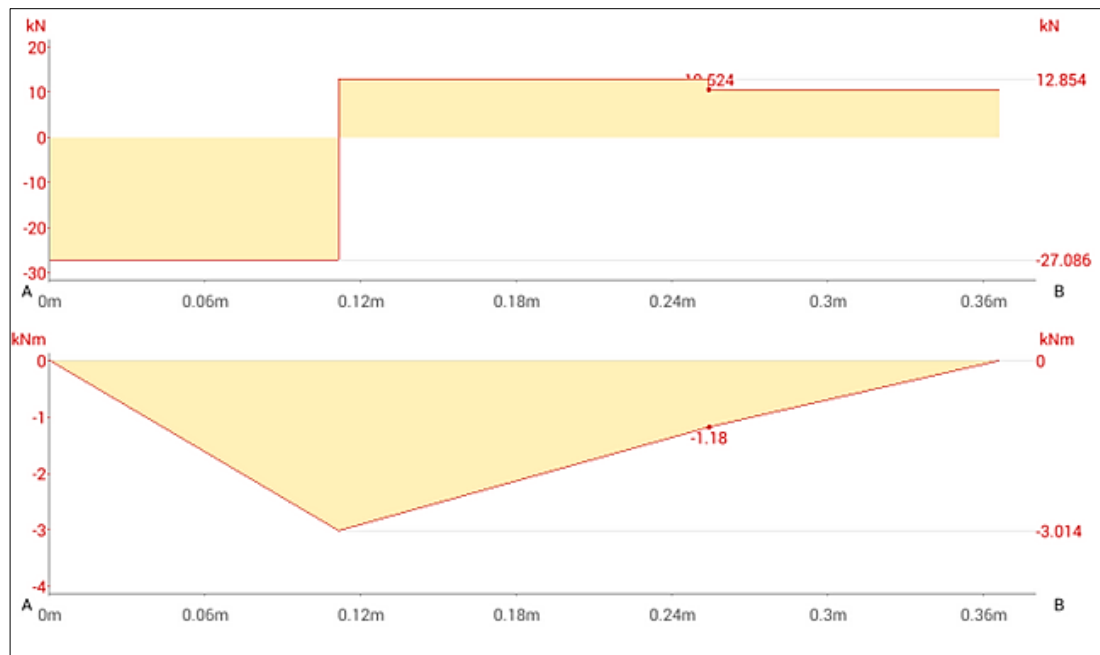


Figura 3.29. Diagramas de momento flector y fuerzas cortantes en el plano x-y.

Fuente: Autodesk® ForceEffect™, Versión Número 2.7.10.

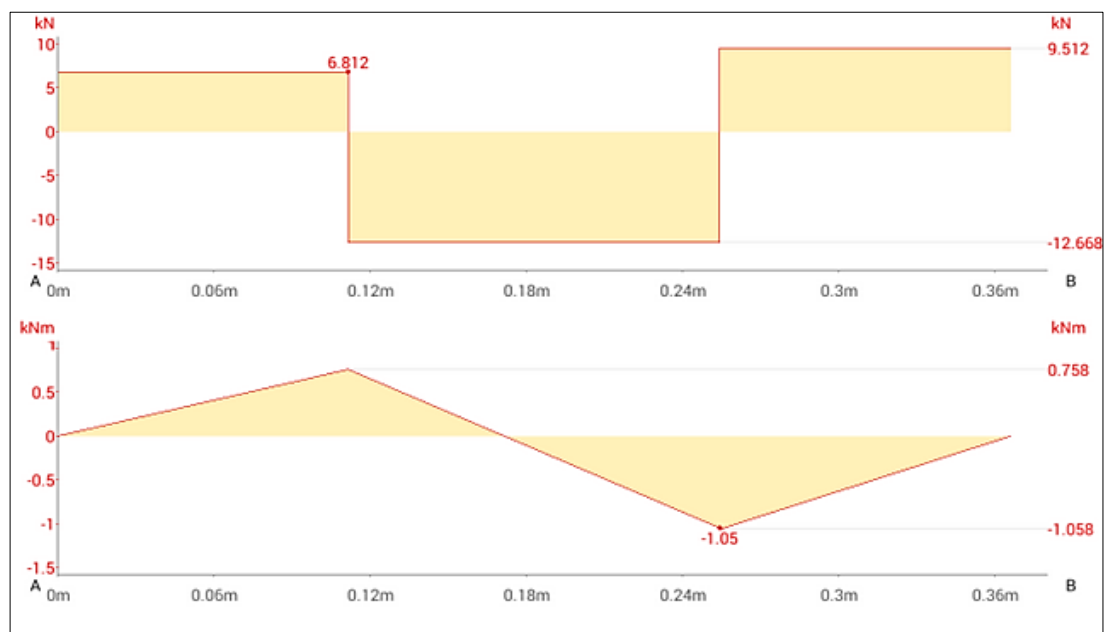


Figura 3.30. Diagramas de momento flector y fuerzas cortantes en el plano x-z.

Fuente: Autodesk® ForceEffect™, Versión Número 2.7.10.

Obtenidas las reacciones de la flecha se procede a calcular el par de torsión en la sección donde va a sufrir el mayor esfuerzo, en este caso será en la sección que se encuentre entre las catarinas, con diámetro D , el valor del par de torsión será:

$$T_D = W_{t4} \cdot \frac{d}{2}$$

$$T_D = 22,30 \text{ kN} \cdot \frac{291,44 \text{ mm}}{2}$$

$$T_D = 3249,56 \text{ kN.mm} = 3,25 \text{ kN.m}$$

Por medio de una combinación de momentos se obtiene el momento total:

$$J = \sqrt{(M_{\text{máx. } x-y})^2 + (M_{\text{máx. } x-z})^2}$$

$$J = \sqrt{(-3,01 \text{ kN.m})^2 + (-1,06 \text{ kN.m})^2}$$

$$J = 3,19 \text{ kN.m}$$

En el punto I el momento flexionante es alto, pues existe una concentración de esfuerzo en el hombro y hay un par de torsión presente, para el cálculo de este momento se realiza una relación de triángulos semejantes en los planos, en el plano x-y se obtiene la siguiente relación:

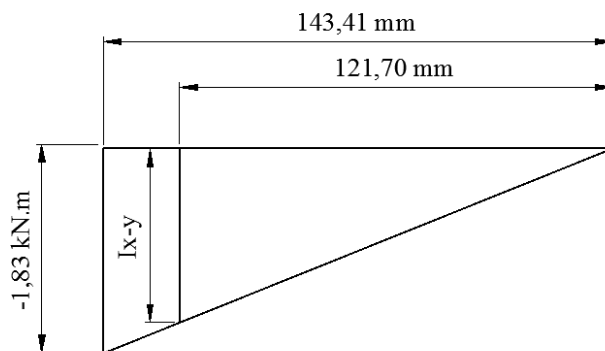


Figura 3.31. Relación de triángulos en el plano x-y.

Mediante triángulos semejantes se obtiene lo siguiente.

$$\frac{M_{Ix-y}}{-1,83 \text{ kN.m}} = \frac{121,70 \text{ mm}}{143,41 \text{ mm}}$$

$$M_{Ix-y} = \frac{121,70 \text{ mm} \cdot (-1,83 \text{ kN.m})}{143,41 \text{ mm}}$$

$$M_{Ix-y} = -1,55 \text{ kN.m}$$

A este valor se le suma el momento del punto 4.

$$M_{Ix-y} = -1,55 \text{ kN.m} - 1,18 \text{ kN.m}$$

$$\mathbf{M_{Ix-y} = -2,73 \text{ kN.m}}$$

Para el plano x-z será:

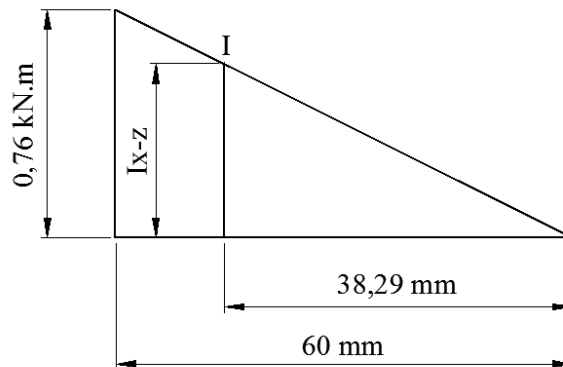


Figura 3.32. Relación de triángulos en el plano x-z.

El valor de M_{Ix-z} será:

$$\frac{M_{Ix-z}}{0,76 \text{ kN.m}} = \frac{38,29 \text{ mm}}{60 \text{ mm}}$$

$$M_{Ix-z} = \frac{38,29 \text{ mm} \cdot (0,76 \text{ kN.m})}{60 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{M_{Ix-z} = 0,49 \text{ kN.m}}$$

El momento flexionante total en el punto I será:

$$M_I = \sqrt{(-2,73 \text{ kN.m})^2 + (0,49 \text{ kN.m})^2}$$

$$M_I = 2,77 \text{ kN.m}$$

Para la selección de los valores de del radio del filete con valores conservadores, $K_f=K_t$ y $K_{fs}=K_{ts}$. De la Tabla 7.1 del ANEXO D se obtiene los siguientes valores:

$$K_t = 1,7$$

$$K_{ts} = 1,5$$

Para la fabricación de la flecha se ha seleccionado el material AISI 4140, con una resistencia a la tracción de $S_{ut} = 1100 \text{ N/mm}^2$, por lo tanto el factor de superficie, representado por la ecuación 2.81 es:

$$k_a = 4,51 \cdot \left(1100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,71$$

Los valores preliminares para los factores serán:

- $k_b = 0,9$ (Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, pág. 280).
- $k_c = 1$ (Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, pág. 282).
- $k_d = 1$ (Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, pág. 283).
- $k_e = 1$ (Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, pág. 284).
- $k_f = 0,5$ (Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, pág. 287).

Obtenidos estos valores se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación 2.80.

$$S_e = 0,71 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_e = 351,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

“En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, por lo tanto M_m y T_a se simplificarían a 0” (Budynas & Nisbett, 2008). Entonces se tendría que $M_I = M_a$ y $T_m = T_D$.

Siendo M_m y T_a igual a 0, Mott simplifica la ecuación 2.79, obteniendo la siguiente expresión, la cual es compatible con la norma ANSI B106.IM-1985, la misma que hace referencia al procedimiento para el diseño de ejes de transmisión.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{1}{S_e} (4(K_f M_a)^2)^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} (3(K_{fs} T_m)^2)^{1/2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{16 \cdot 2}{\pi} \left[\frac{1}{341,45 \frac{N}{mm^2}} (4(1,7 \cdot 2,77 \cdot 10^6 N \cdot mm)^2)^{1/2} + \frac{1}{1100 \frac{N}{mm^2}} (3(1,5 \cdot 3,25 \cdot 10^6 N \cdot mm)^2)^{1/2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathbf{d = 71,08 \text{ mm} \approx 73 \text{ mm}}$$

Una relación típica D/d para el soporte en un hombro es D/d=1,2, por lo tanto:

$$D = 1,2 \cdot d$$

$$D = 1,2 \cdot 73 \text{ mm}$$

$$\mathbf{D = 87,60 \text{ mm} \approx 88 \text{ mm}}$$

Ahora se procede a verificar los datos preliminares que fueron seleccionados para el diseño, la relación será:

$$\frac{D}{d} = \frac{88}{73} = \mathbf{1,21 \quad \text{Aceptable}}$$

Suponiendo un radio para el chaflán de:

$$\mathbf{r = \frac{d}{20} = \frac{73 \text{ mm}}{20} = 3,65 \text{ mm}}$$

La relación será de:

$$\frac{r}{d} = \mathbf{0,05}$$

Del ANEXO D se obtiene que $k_t = 2,05$ (Figura A-15-9), $q = 0,93$ (Figura 6-20), K_f de la ecuación 2.83 es:

$$K_f = 1 + 0,93 \cdot (2,05 - 1)$$

$$\mathbf{K_f = 1,98}$$

Del ANEXO D, $K_{ts} = 1,65$ (Figura A-15-8), $q_s = 0,95$ (Figura 6-21)

$$K_{fs} = 1 + 0,95 \cdot (1,65 - 1)$$

$$\mathbf{K_{fs} = 1,62}$$

El factor k_a tendrá el mismo valor, mientras que el factor k_b será:

$$k_b = \left(\frac{73}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$\mathbf{k_b = 0,79}$$

Por lo tanto, S_e es:

$$S_e = 0,71 \cdot 0,79 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_e = 308,50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto, de las ecuaciones 2.77 y 2.78 se obtienen los siguientes valores:

$$\sigma'_a = \frac{32 \cdot 1,98 \cdot (2,98 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm})}{\pi \cdot (73 \text{ mm})^3}$$

$$\mathbf{\sigma'_a = 154,49 \frac{N}{mm^2}}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 \cdot \left(\frac{16 \cdot 1,62 \cdot 3,25 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot 73^3} \right)^2}$$

$$\mathbf{\sigma'_m = 119,39 \frac{N}{mm^2}}$$

Usando el criterio Goodman de la ecuación 2.76, n_f será:

$$n_f = \frac{1}{\frac{154,49 \frac{N}{mm^2}}{308,50 \frac{N}{mm^2}} + \frac{119,39 \frac{N}{mm^2}}{1100 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$n_f = 1,64$$

Remplazando la ecuación 2.85 en la ecuación 2.84 se verifica el diseño de la flecha a fluencia.

$$n_y = \frac{655 \frac{N}{mm^2}}{\sqrt{\left(\frac{(32 \cdot 1,98 \cdot (2,98 \cdot 10^6 N \cdot mm))^2}{\pi \cdot (73 mm)^3}\right) + 3 \cdot \left(\frac{(16 \cdot 1,62 \cdot 3,25 \cdot 10^6 N \cdot mm)^2}{\pi \cdot 73^3}\right)}}$$

$$n_y = 3,35$$

3.7.1 Cálculo de chaveras y chaveteros

Obtenido el diámetro de eje, se procede a seleccionar bajo la norma UNE 17.102 h1 las chavetas y chaveteros adecuados, los mismos que permitirán la fijación de las catarinas al eje. De la tabla 18.13 del ANEXO F se ha seleccionado la chaveta de 20 x 20 (b x h). El material seleccionado para las chavetas es el AISI 1015 (BOHLER CHAVETA), con un $S_y = 235 N/mm^2$. Por lo tanto, la longitud mínima a cortadura mediante la ecuación 2.94 será:

$$L_{mín.1} = \frac{2 \cdot 3252640 N \cdot mm}{39,17 \frac{N}{mm^2} \cdot 73 mm \cdot 20 mm}$$

$$L_{mín.1} = 113,75 mm$$

La longitud mínima por aplastamiento mediante la ecuación 2.96 será:

$$L_{mín.2} = \frac{4 \cdot 3252640 N \cdot mm}{78,33 \frac{N}{mm^2} \cdot 73 mm \cdot 20 mm}$$

$$L_{mín.2} = 113,77 mm$$

La longitud mínima para las chavetas para flecha será de $L_{\min} = 113,77 \text{ mm}$.

3.8 Cálculo de la estructura

La estructura de la baroladora está compuesta por la bancada, la cual soportará a los rodillos y a los cilindros hidráulicos, también la estructura consta de una base, la cual integrará todos los elementos que conforman la baroladora.

3.8.1 Cálculo de la bancada

Como ya se expresó anteriormente, la bancada será calculada como columna. La bancada está conformada por dos partes, a cada extremo de los rodillos, la bancada móvil será tomada en cuenta para el cálculo, por ser ésta la de mayor complejidad, por su diseño. Esta bancada móvil está compuesta por dos partes, una superior y otra inferior, la parte inferior será la siguiente.

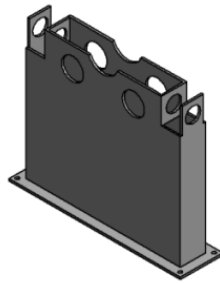


Figura 3.33. Bancada móvil, parte inferior.

Las placas frontales de la bancada están sujetas a una carga de $P = 86280 \text{ N}$, serán calculadas de la siguiente manera:

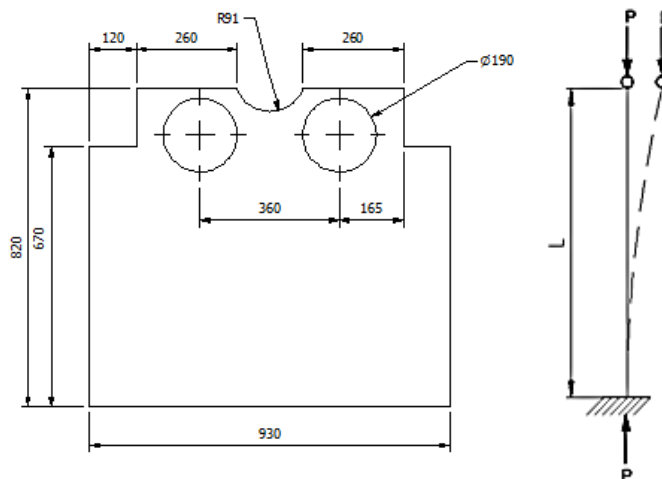


Figura 3.34. D.C.L. de bancada móvil, parte inferior.

Para el diseño de la bancada se ha seleccionado una placa de acero ASTM A-36, con un espesor de $e = 12\text{ mm}$. La fuerza crítica de pandeo obtenida mediante la ecuación 2.86 será:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot \left(206 \cdot 10^3 \frac{N}{\text{mm}^2}\right) \cdot \left(\frac{930 \cdot (12 \text{ mm})^3}{12}\right)}{4 \cdot (605 \text{ mm})^2}$$

$$F_p = 185,97 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Por lo tanto, el esfuerzo de pandeo calculado mediante la ecuación 2.87 será:

$$\sigma_e = \frac{185,97 \cdot 10^3 \text{ N}}{930 \text{ mm} \cdot 12 \text{ mm}}$$

$$\sigma_e = 16,66 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Usando un factor de seguridad de $n = 3$, el esfuerzo admisible será.

$$\sigma_{adm} = \frac{250 \frac{N}{\text{mm}^2}}{3} = 83,33 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Con esto se cumple que:

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_e$$

Para el cálculo de las placas laterales se realiza el mismo procedimiento. Estas placas están sometidas a la carga anterior.

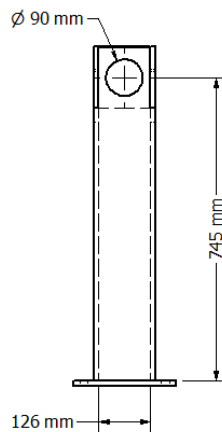


Figura 3.35. Bancada móvil inferior, vista lateral.

La carga crítica tendrá un valor de:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot \left(206 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}\right) \cdot \left(\frac{126 \cdot (24 \text{ mm})^3}{12}\right)}{4 \cdot (700 \text{ mm})^2}$$

$$F_p = 150,57 \cdot 10^3 \text{ N}$$

El esfuerzo de pandeo será:

$$\sigma_e = \frac{F_p}{A}$$

$$\sigma_e = \frac{150,57 \cdot 10^3 \text{ N}}{126 \text{ mm} \cdot 24 \text{ mm}}$$

$$\sigma_e = 49,79 \frac{N}{mm^2}$$

Sabiendo que el esfuerzo admisible es $\sigma_{adm.} = 83,33 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_e \leq \sigma_{ad}$$

Por lo tanto, cumple satisfactoriamente.

Otro elemento de la bancada expuesto a carga es la placa base donde se ubicara el cilindro hidráulico, esta placa está sujeta a flexión por la fuerza ejercida por el cilindro. A esta placa se la calculará como una placa plana.

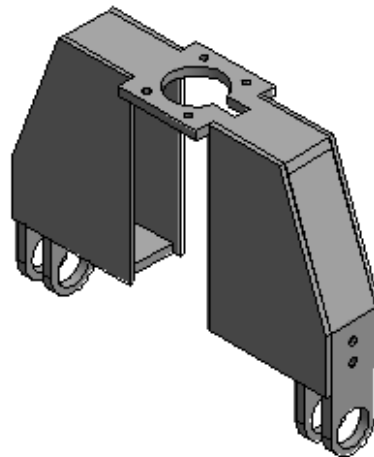


Figura 3.36. Bancada, parte superior.

La fuerza aplicada en la placa se puede observar en la siguiente figura.

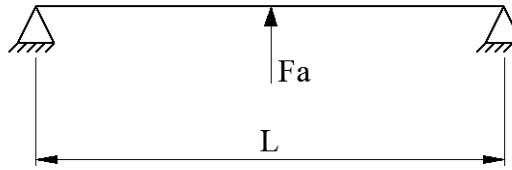


Figura 3.37. D.C.L de placa de apoyo del cilindro hidráulico.

La fuerza aplicada en la placa es la que genera el cilindro hidráulico ($F_a=176,52$ kN). Para el diseño se ha establecido que la placa sea de acero ASTM A-36. Mediante la ecuación 2.19 se logra obtener la ecuación para el espesor de la plancha.

$$h \geq \sqrt{\frac{F \cdot 3}{\bar{\sigma}_f \cdot b \cdot 2}}$$

$$h \geq \sqrt{\frac{176,52 \cdot 10^3 \cdot 3}{125 \cdot 2}} \geq 46 \text{ mm}$$

3.9 Cálculo de pernos para fijar la bancada a la base

Para fijar la bancada a la base se empleará pernos, ya que para mantenimiento de los rodillos, será necesario retirar la bancada. Los pernos se alojaron en una lámina de 12 mm de acero A-36, tal como se muestra en la siguiente figura.

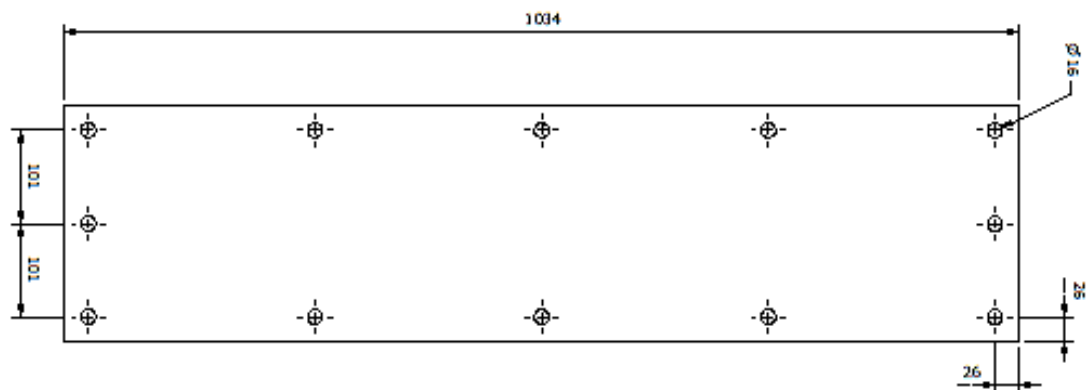


Figura 3.38. Pernos en la base de la bancada.

Para ello, se ha seleccionado pernos con cabeza hexagonal M 16 x 50 mm, de grado 8,8, bajo la norma DIN 933, y tuercas DIN 934, por lo tanto, mediante las ecuaciones 2.97 y 2.98 se obtiene el centro donde se localizaran los pernos.

$$e_1 \geq 1,2 \cdot (1 \text{ mm} + 16 \text{ mm})$$

$$e_1 \geq \mathbf{20,40 \text{ mm}}$$

$$e_2 \geq 1,5 \cdot (1 \text{ mm} + 16 \text{ mm})$$

$$e_2 \geq \mathbf{25,50 \text{ mm}}$$

Calculados estos valores, se ha establecido un valor para e_1 y e_2 de 26 mm. La resistencia a la tracción de los pernos se la obtiene mediante la ecuación 2.99, obteniendo el siguiente valor:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot 800 \frac{N}{mm^2} \cdot 157 \text{ mm}^2}{1,25} \cdot 12$$

$$F_{t,Rd} = \mathbf{1085,18 \cdot 10^3 \text{ N}}$$

Por otro lado, el esfuerzo de tracción que actúa sobre la bancada ($F_{t,Ed} = 172450 \text{ N}$) resulta inferior al valor de resistencia al esfuerzo de tracción que tiene la unión, es decir, se cumple que:

$$F_{t,Rd} \geq F_{t,Ed}$$

3.10 Cálculo de los pasadores para la bancada móvil

Para el diseño de los pasadores se tomara como referencia el procedimiento para el cálculo de los rodillos. Las fuerzas que actúan sobre el pasador son:

- La fuerza que realiza el cilindro hidráulico.
- Peso del rodillo.
- Peso del gorrón.

El peso total entre el rodillo y el gorrón es:

$$P_{total} = P_{rodillo} + P_{gorron}$$

$$P_{total} = 7611,19N + 134,5N$$

$$P_{total} = 7745,7 N = \mathbf{7,75 kN}$$

La fuerza que ejerce el cilindro hidráulico sobre las orejas de apoyo del pasador es:

$$F_c = \frac{F_t}{4}$$

$$F_c = \frac{176,52 kN}{4}$$

$$\mathbf{F_c = 44,13 kN}$$

Entonces, la fuerza total que actúa sobre los extremos del pasador será:

$$F_P = P_{total} + F_c$$

$$F_P = 7,75 kN + 44,13 kN$$

$$\mathbf{F_P = 51,88 kN}$$

A continuación se obtendrá el D.C.L del pasador.

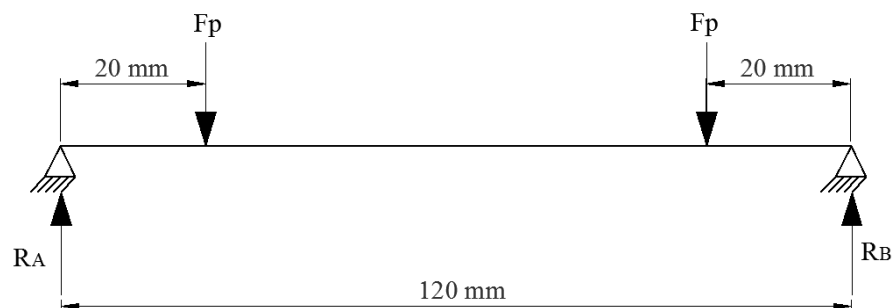


Figura 3.39. D.C.L del pasador.

Mediante el método por secciones se obtiene el momento máximo en el pasador.

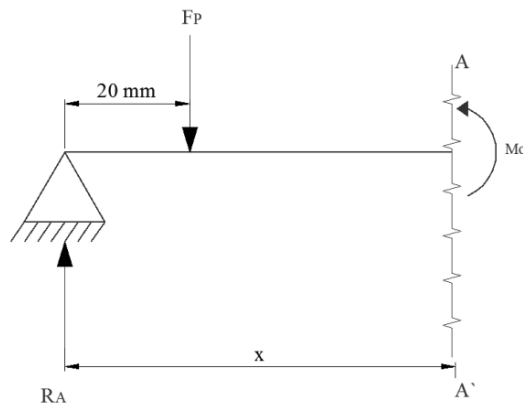


Figura 3.40. Momento máximo en el pasador.

$$\curvearrowleft (+) \sum M_0 = 0$$

$$M_0 + 51,88kN \cdot (x - 20) - R_A \cdot x = 0$$

$$M_0 = R_A \cdot x - 51,88kN \cdot (x - 20)$$

Si $x = 20mm$.

$$M_{max} = (51,88kN \cdot 20mm) - (51,88kN \cdot (20mm - 20mm))$$

$$\mathbf{M_{max} = 1037,6 \, kN \cdot mm}$$

Ahora, se procede a obtener el diámetro del pasador mediante el esfuerzo a compresión, ya que los pasadores solo están expuestos a compresión. El material para el diseño de los pasadores que se ha seleccionado es el AISI 1018 y se aplicará un factor de seguridad de $n = 3$. Esfuerzo admisible será de:

$$\sigma_d = \frac{235 \frac{N}{mm^2}}{3}$$

$$\sigma_d = 78,33 \frac{N}{mm^2}$$

Mediante la siguiente expresión se obtendrá el valor del diámetro para los pasadores.

$$\sigma \leq \sigma_{ad}$$

$$\frac{4F}{\pi d^2} \leq 78,33 \frac{N}{mm^2}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{78,33 \times 10^{-3} \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 51,88 KN mm^2}{78,33 \times 10^{-3} KN \cdot \pi}}$$

$$\mathbf{d \geq 29,03 mm}$$

El diámetro mínimo para los pasadores debe ser de 29,03 mm.

3.11 Cálculo de las orejas para los pasadores

Las orejas se calculan a compresión, para ello se conoce que la fuerza a la que está sujeta cada oreja es de $F = 44,13 \text{ kN}$, por lo tanto, el esfuerzo a compresión de las orejas será de:

$$\sigma_c = \frac{44,13 \text{ kN}}{2200 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_c = 20,06 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

Para la construcción de las orejas se usará placas de acero A-36 de 20 mm de espesor, el esfuerzo admisible será:

$$\bar{\sigma}_c = \frac{250 \frac{N}{mm^2}}{3}$$

$$\bar{\sigma}_c = 83,33 \frac{N}{mm^2}$$

Con estos valores podemos concluir el diseño de las orejas cumple satisfactoriamente.

3.12 Cálculo de soldadura en la estructura

La bancada tiene la forma de una caja metálica, unida mediante soldadura, esto permite tener una estructura firme y sólida. Las conexiones de las placas que conforman la bancada se lo realizará mediante juntas a tope con penetración parcial. Para el cálculo de las placas laterales que conforman la bancada se tiene que:

- $F = 86280 \text{ N}$
- $L = 1466,08 \text{ mm}$
- $A = 126 \text{ mm} \times 20 \text{ mm} = 2520 \text{ mm}^2$

La carga que puede soportar la placa usando electrodo E70 (De las tablas 9-3 y 9-4 del ANEXO E, se tiene que el esfuerzo permisible es $\sigma = 144,6 \text{ N/mm}^2$) mediante la ecuación 2.90 es:

$$F = 144,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 2520 \text{ mm}^2$$

$$\mathbf{F = 364392 \text{ N}}$$

Siendo ésta fuerza casi 5 veces mayor a la que va estar expuesta la carga, este diseño no fallará.

La carga que cada mm de soldadura debe soportar se calcula mediante la ecuación 2.92, obteniendo el siguiente valor:

$$q = \frac{86280 \text{ N}}{1466,08 \text{ mm}}$$

$$q = 58,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Por lo tanto, el tamaño de la soldadura calculado mediante la ecuación 2.93 será:

$$a = \frac{58,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{144,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0,707}$$

$$\mathbf{a = 0,58 \text{ mm}}$$

Para las placas frontales que conforman la bancada se tiene que:

- $F = 86280 \text{ N}$
- $L = 2124 \text{ mm}$
- $A = 914 \text{ mm} \times 12 \text{ mm} = 10968 \text{ mm}^2$

La carga que puede soportar la placa usando electrodo E70 es:

$$F = 144,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 10968 \text{ mm}^2$$

$$\mathbf{F = 1585,97 \text{ kN}}$$

Siendo ésta fuerza casi 19 veces mayor a la que va estar expuesta la carga, este diseño no fallará. La carga que cada mm de soldadura debe soportar será:

$$q = \frac{86280 \text{ N}}{2124 \text{ mm}}$$

$$q = 40,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Por lo tanto, el tamaño de la soldadura calculado mediante la ecuación 2,93 será:

$$a = \frac{40,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{144,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0,707}$$

$$\mathbf{a = 0,40 \text{ mm}}$$

Obtenidos los valores de los respectivos tamaños para las soldaduras, se puede deducir que los mismos son valores demasiado pequeños, por lo tanto, los tamaños de las soldaduras serán realizados bajo las especificaciones de la AISC (American Institute of Steel Construction), la cual recomienda que para un espesor del material de la parte soldada más gruesa de 12,7 mm (1/2 plg.) se debe realizar un tamaño mínimo del filete de soldadura de 4,76 mm (3/16 plg.), por lo tanto, con estas especificaciones se ha establecido un tamaño de soldadura de 6 mm. Este tamaño será usado para armar toda la bancada, ya que los demás elementos estos están expuestos a cargas de menor valor.

3.13 Cálculo del diámetro del eje de contrapeso para el rodillo superior.

Para el contrapeso se usará un eje, el cual mediante una correa ubicada en el extremo del mismo soportará el peso del rodillo superior cuando se desee retirar una plancha totalmente cilindrada, quedando un extremo del rodillo totalmente libre.

El momento flector máximo al que está expuesto el eje se calcula mediante la ecuación de la tabla 63 del ANEXO H, obteniendo el siguiente valor:

$$M_{m\acute{a}x} = F \cdot L$$

$$M_{m\acute{a}x} = 7,75 \text{ kN} \cdot 1667 \text{ mm}$$

$$\mathbf{M_{m\acute{a}x} = 12919,25 \text{ kN} \cdot \text{mm}}$$

Despejando de la siguiente expresión se obtiene el diámetro para el eje.

$$\sigma \leq \sigma_{ad}$$

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{Z} \leq \frac{235 \frac{N}{\text{mm}^2}}{2}$$

$$\frac{\frac{M_{m\acute{a}x}}{\pi \cdot d^3}}{32} \leq 117,5 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{12919205 \text{ kN} \cdot \text{mm} \cdot 32}{117,5 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot \pi}}$$

$$\mathbf{d \geq 103,85 \text{ mm}}$$

3.14 Sistema eléctrico y de control de la baroladora

3.14.1 Sistema de Control

Para el control de la baroladora se ha hecho uso de un PLC (PLC LOGO Siemens), el cual es el encargado de controlar mediante finales de carrera el desplazamiento del rodillo superior, un fin de carrera superior fijo, el cual será el tope máximo al que podrá llegar el rodillo y otro fin de carrera regulable, el cual será el encargado de

regular hasta donde descenderá el rodillo, esto dependerá del radio que se quiera dar a la plancha metálica.



Figura 3.41. PLC LOGO SIEMENS.

El PLC también es el encargado de controlar el motor eléctrico del sistema de transmisión de potencia y el motor de la bomba oleohidráulica. Para la inversión de giro del motor eléctrico del sistema de transmisión se emplea dos contactores, uno para el giro horario y otro para el giro anti-horario, Para el motor de la bomba oleohidráulica empleara un solo contactor.



Figura 3.42. Contactores.

El mando de la máquina consta de una botonera con cuatro pulsadores, dos pulsadores encargados de realizar el giro del motor del sistema de transmisión de potencia (giro horario y anti-horario de los rodillos motrices). Los otros dos restantes pulsadores son los encargados de subir y bajar el rodillo superior.

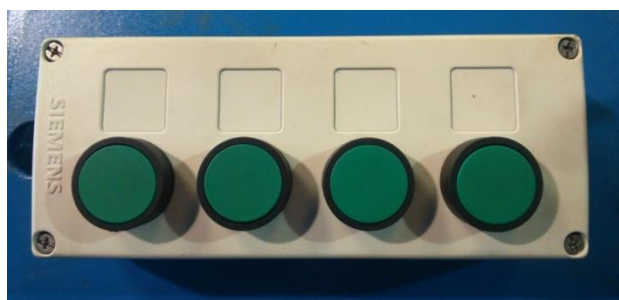


Figura 3.43. Botonera de Mando.

En la siguiente grafica se muestran los fines de carrera para el rodillo superior.



Figura 3.44. Fines de carrera del rodillo superior.

La siguiente figura muestra el programa del PLC.

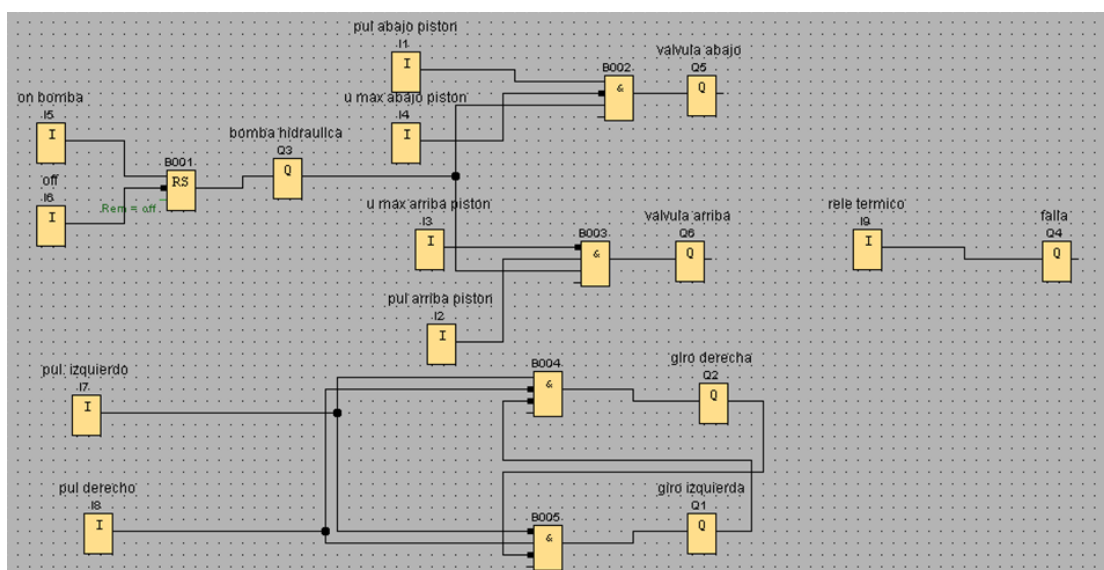


Figura 3.45. Programación del PLC.

A continuación se muestra el diagrama electromecánico de la baroladora.

Contacto 1	Contacto 2	Contacto 3	Contacto 4	Contacto 5	Bobina	Comentario
I5 ON BOMBA Q1	I6				Q3	ENCENDIDO BOMBA HIDRAULICA
I11 BAJA PISTON Q5	I14				Q5	VALVULA ABAJO
I12 SUBE PISTON Q6	I13				Q6	VALVULA ARRIBA
I17 INV GIRO IZQ Q1	I18 INV GIRO DERECHA Q2	Q1			Q2	GIRO DERECHA
		Q2			Q1	GIRO IZQUIERDA

Figura 3.46. Diagrama electromecánico de la baroladora.

3.14.2 Sistema eléctrico

El sistema eléctrico consta de una caja de fusibles trifásicos que son los encargados de la protección del sistema, un breaker trifásico 3 polos, el cual es el encargado de energizar el sistema eléctrico y de control.



Figura 3.47. Breaker y caja de fusibles.

Para las conexiones eléctricas se emplea los siguientes tipos de cables:

- Cable No.14 empleado para el sistema de control mediante los fines de carrera y electroválvula.
- Cable No.10 empleado para la conexión del motor eléctrico del sistema de transmisión de potencia (7,5 hp) y para el motor de la bomba oleohidráulica (2 hp).
- Cable concéntrico 4 x 8 empleado para la conexión del tablero eléctrico con la fuente de energía.

3.15 Conclusiones

- Para el cálculo de los rodillos se tomó como referencia el rodillo superior, ya que éste es el que genera el mayor esfuerzo, por ser el encargado que curvar la plancha metálica.
- Para la selección de los diferentes materiales para la construcción de la máquina fueron escogidos en función de lo que se dispone en el mercado nacional.
- Por no encontrarse algunos elementos en el mercado nacional, se tuvo que buscar alternativas que cubran con lo requerido.
- La longitud de los rodillos se estableció en 2460 mm. Fue necesario reducir 40 mm por el espacio que ocupa el cordón de suelda entre el rodillo y los gorriones a cada extremo.

CAPÍTULO IV

4. COSTOS

En el presente capítulo se detallan los costos que involucran la construcción de la baroladora, tales como: gastos por materiales, accesorios y mano de obra. Al final se suman todos los valores y se obtendrá el costo total de la baroladora.

4.1 Costos de materiales

Los valores generados por la compra de los diferentes materiales que fueron necesarios para la construcción de la baroladora se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 4.1. Descripción de costos de materiales.

Ítem	Descripción	Cant.	Cost. Unit. (USD)	Cost. Total (USD)
1	Non-Magnetic Drill Collar Ø9 1/2" x Ø4"	1	3000	3000
2	Bronce fosfórico perforado Ø6" x Ø4" x 1000 mm	1	1967,84	1967,84
3	Botella de oxígeno gas industrial de 10 m3	6	48,72	292,32
4	Plancha de 12 mm (2440x1220)	2	301,17	602,34
5	Plancha de 24 mm (2440x1220)	1	551,5	551,5
6	Caja de Electrodo West Arco 7018 5/32"	5	48,83	244,15
7	UPN 160	5	163,31	816,55
8	Bronce fosfórico perforado Ø6" x Ø4" x 190 mm	1	374,86	374,86
9	1 Galón de fondo verde	1	27,12	27,12
10	1 Galón de thinner	1	2,77	2,77
11	MT cable ST-I 4*8	1	119,3	119,3
			TOTAL	7998,75

4.2 Costos de accesorios.

Los gastos generados por la compra de los diferentes accesorios que fueron necesarios para la construcción de la baroladora se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 4.2. Descripción de costos de accesorios.

Ítem	Descripción	Cant.	Cost. Unit. (USD)	Cost. Total (USD)
1	Chumacera UCP 211-32 2 pulg. STZ	2	23,79	47,58
3	Cadena trans. Translink 080.20 (1 pulg-2)	2	170,24	340,48
4	Polea 11 pulg.	1	102,59	102,59
5	Polea 5 1/2 pulg.	1	50,00	50,00
6	Piñón doble 80-2B-18	2	85,02	170,04
7	Piñón doble 80-2B-36	1	246,13	246,13
8	Piñón doble 80-2B-40	2	302,04	604,08
9	Central hidráulica trifásica, T5-2HP-1GPM-3000 PSI	1	2095,52	2095,52
10	Cilindros hidráulicos placa frontal Ø4,5" x 8" x 2,5"	2	806,40	1612,80
11	Eslabón para cadena (candado) 080.20 (1"-2)	2	3,86	7,72
12	Perno hexagonal MM RG DIN 933-931 GR 8.8 negro 16 x 2 x 50 mm	24	0,76	18,24
13	Tuerca MM GR 8.8 negra paso normal 16 x 2 mm	24	0,20	4,80
14	Arandela de presión negras	24	0,20	4,80
15	Caja reductora 1:20 (Incluido motor)	1	3000,00	3000,00
16	Sistema semiautomático	1	1000,00	1000,00
17	Banda B67	3	9,00	27,00
			TOTAL	9331,78

4.3 Costos de construcción

Estos gastos son generados por la mano de obra que se empleó para la construcción de la baroladora, en la siguiente tabla se los detalla.

Tabla 4.3. Descripción de costos de construcción.

Ítem	Descripción	Costo (USD)
1	Mano de obra por mecanizado (Torno, fresa, cepillo, taladro radial)	1500,00
2	Mano de obra por suelda (oxicorte y suelda eléctrica)	1253,00
3	Mano de obra por pintura	200,00
TOTAL		2953,00

4.4 Costo total de la construcción de la baroladora

La siguiente tabla muestra el costo total para la construcción de la baroladora.

Tabla 4.4. Descripción de costos total de la baroladora.

Ítem	Descripción	Costo (USD)
1	Costo de materiales	7998,75
2	Costo de accesorios	9331,78
3	Costo de mano de obra	2953,00
TOTAL		20283,53

4.5 Conclusiones

- Los costos del sistema de transmisión y del sistema oleohidráulico son los más elevados, pero fueron necesarios realizarlos por ser los sistemas principales que componen la máquina y ayudan a mejorar el desempeño de la baroladora.
- Los detalles de los diferentes gastos ayudan al lector a tener una referencia del costo de fabricación de la baroladora.

CONCLUSIONES

- Al analizar los elementos mecánicos utilizados en la baroladora se tiene que el acero ANSI 4140 es el más apropiado para la construcción de la mayoría de componentes de la máquina.
- Al observar que los rodillos de la baroladora tienen un diámetro considerable y por lo mismo un peso bastante alto, se optó por usar cilindros hidráulicos que faciliten el movimiento de ascenso y descenso del rosillo superior, y con ello lograr un proceso semiautomático, el cual funciona de forma mecánica pero necesita el accionamiento de un agente, en este caso de dos pulsadores accionados por un operador.
- Se puede concluir que la sincronización de los cilindros hidráulicos es un proceso complejo, ya que para lograr obtener este resultado se deben usar elementos adicionales que ayuden a obtener la mayor eficiencia en el proceso. Se entiende por movimiento sincronizado cuando ambos cilindros hidráulicos se mueven exactamente en el mismo instante y actúan a la misma velocidad lineal, lo cual es un requerimiento importante para el proceso de curvado. Para lograr este movimiento se tienen varias alternativas, para este caso se optó por usar válvulas reguladoras de caudal.
- Para obtener la velocidad angular adecuada y el par de torsión necesario para los rodillos se empleó elementos tales como: piñones, poleas, cadenas, bandas y una caja reductora de velocidad. Para ello inicialmente se tuvo que realizar los respectivos cálculos y buscar las adecuadas relaciones de transmisión.
- Al no existir algunos elementos necesarios para la construcción de la baroladora se optó que buscar elementos que estén dentro de los parámetros y satisfagan las necesidades de la máquina.
- Por motivos de costos se procedió a seleccionar materiales alternativos que satisfagan los requerimientos, siendo este el caso de los rodillos. El material requerido era el ANSI 4140, pero haciendo uso del Monel K500, se redujo el costo significativamente y se cubrió las necesidades requeridas.

RECOMENDACIONES

- Es de gran importancia antes de seleccionar el tipo de baroladora que se va a diseñar, realizar un análisis de las diferentes alternativas que existan, logrando con esto tener una perspectiva más amplia de lo que se quiere lograr y cuál será la mejor opción.
- Realizar una visita de técnica a una empresa donde exista algún tipo de baroladora, esto ayuda a tener un mejor conocimiento del funcionamiento y el proceso que realiza la máquina y en función de esto implementar mejoras en nuestro diseño.
- Tomar en cuenta que los elementos que conformarán la baroladora sean de fácil adquisición o construcción en el mercado local.
- Se puede hacer uso de motores hidráulicos en remplazo del sistema de transmisión para lograr el movimiento de los rodillos motrices. Con esta implementación se puede lograr el movimiento horizontal de los rodillos motrices y realizar el pre-curvado de la plancha metálica de una manera más eficiente.
- Se puede hacer uso divisores rotativos de caudal para una mejor sincronización de los cilindros hidráulicos. Estos dispositivos hidráulicos dividen, de forma proporcional el caudal procedente de la central hidráulica en dos caudales de trabajo para el accionamiento de los cilindros hidráulicos. No se hizo uso de estos elementos para este caso, por no encontrarse disponibles en el mercado nacional cuando se realizó el diseño de la baroladora.
- Realizar las pruebas necesarias de la baroladora para probar que todo cumpla con lo establecido, de no ser así, realizar los cambios respectivos hasta lograr el buen funcionamiento de la máquina.

LISTA DE REFERENCIAS

- ALUCOBOND*. (2013). Recuperado el 27 de MAYO de 2014, de <http://www.alucobond.com/alucore-bending.html>
- BW Shells*. (2014). Recuperado el 27 de Mayo de 2014, de <http://www.bwshells.com/productos-y-servicios/curvado-de-chapas/>
- Direct INDUSTRY*. (2014). Recuperado el 27 de Mayo de 2014, de <http://www.directindustry.es/cat/maquinas-conformado/maquinas-roladoras-laminadoras-BF-218.html>
- DISTRITEC*. (2014). Recuperado el 15 de Diciembre de 2014, de http://www.distritec.com.ar/productos_prayco_entrenador.php
- FERREMAYOREO*. (2014). Recuperado el 27 de Mayo de 2014, de <http://www.maquinasparametal.com/productos-roladoras-hidraulicas-has-3-roladoras-hidraulicas-birlik.html>
- Anhui Donghai Machine Tool Company Ltd. (2014). *Anhui Donghai Machine Tool Company Ltd*. Recuperado el 18 de Agosto de 2014, de <http://www.bendingmachine.es/3-4-roll-bending.html>
- ARATEC ingeniería. (13 de Junio de 2011). *www.aratec-ingenieria.com*. Recuperado el 29 de Agosto de 2014, de *www.aratec-ingenieria.com*: http://ingemecanica.com/tutoriales/tutorialesdelasemana/Tutorial_N46_2011.pdf
- Betancur, G. (11 de Mayo de 2011). *www.metalactual.com*. Recuperado el 29 de Noviembre de 2013, de *Metal Actual*: http://www.metalactual.com/revista/20/maquinaria_roladoras.pdf
- Bramón, D. A. (2005). *Física para la ciencia y la tecnología* (Quinta ed., Vol. I). Barcelona, España: EDITORIAL REVERTÉ, S.A.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY* (Octava ed.). México: MCGRAW-HILL.

- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Octava ed.). México: McGraw-Hill Interamericana.
- Calero, R., & Carta, J. (1999). *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*. Madrid: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S.A.U.
- Choudhary, D. (12 de Julio de 2011). *DIRECTIONAL DRILLING TECHNOLOGY*. Obtenido de <http://directionaldrilling.blogspot.com/2011/07/drill-collars.html>
- CONEVYT. (2014). *CONEVYT*. Recuperado el 14 de Julio de 2014, de http://www.conevyt.org.mx/cursos/cursos/figymedidas_v2/contenidos/u_3/u3_act40.html
- CONYMATIC. (2014). *CONYMATIC*. Recuperado el 10 de Diciembre de 2014, de <http://www.conymatic.com/conymatic.html>
- Cortizo, J. (2004). *www.books.google.es*. Recuperado el 9 de Septiembre de 2014, de http://books.google.com.ec/books?id=LD5jNSKwqhoC&pg=PA26&lpg=PA26&dq=calculo+de+chavetas&source=bl&ots=iHVcdEXxfW&sig=NNNx19-03OJ3GmRMTiD4ZPk3X3c&hl=es&sa=X&ei=NuoQVOf1LpDhsASxkYD4AQ&redir_esc=y#v=onepage&q=calculo%20de%20chavetas&f=false
- Curva-man. (2014). *Curva-man*. Recuperado el 7 de Noviembre de 2013, de <http://www.curva-man.com/curvado.htm>
- Davi. (2014). *Davi*. Recuperado el 15 de Junio de 2014, de <http://www.davi.com/int/>
- Decker, K.-H. (s.f.). *Elementos de máquinas*.
- Donnell, D. (13 de Septiembre de 2011). *www.thefabricator.com*. Recuperado el 15 de Octubre de 2013, de the fabricator: <http://www.thefabricator.com/article/Array/un-resumen-sobre-las-maquinas-roladoras>
- Fitzgerald, R. W. (2008). *MECÁNICA DE MATERIALES*. Alfaomega.

- Gangotena, R. (1986). *Análisis del doblado con rodillos e instrumentación del equipo de laboratorio*. Quito.
- Gere, J., & Barry, G. (2009). *Mecánica de materiales*. Mexico: Cengage Learning Editores, S.A.
- Grupo Oceano. (1997). *Enciclopedia Autodidáctica Interactiva Oceano*. Barcelona: MMI OCEANO GRUPO EDITORIAL S.A.
- Hibbeler, R. (2011). *Mecánica de Materiales*. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Ingemecánica. (4 de Mayo de 2013). *Ingemecanica*. Recuperado el 25 de Septiembre de 2014, de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html>
- Larburu, N. (2003). *MÁQUINAS PRONTUARIO*. PARANINFO.
- Piris, N. M. (2012). *Ciencia de materiales para ingenieros*. Madrid: PEARSON EDUCACIÓN.S.A.
- Robert L. Mott, P. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). Mexico: PEARSON EDUCACION.
- Sapiensman. (2014). *Sapiensman*. Recuperado el 8 de Agosto de 2014, de http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22.htm
- Sehidra. (13 de Julio de 2010). *Sehidra*. Recuperado el 6 de Junio de 2014, de <http://sehidra.blogspot.com/2010/06/principios-basicos-de-hidraulica.html>
- Serrano, A. (2002). *Oleohidraulica*. Madrid: McGraw-Hill.
- Spinalcrew. (3 de Septiembre de 2010). *www.scribd.com*. Recuperado el 25 de Marzo de 2014, de <http://es.scribd.com/doc/36860820/poyecto-de-diseno-de-maquinas-curvadora>
- Viloria, J. R. (2008). *Automatismos industriales*. Madrid: PARANINFO.

ANEXOS

ANEXO A. Especificaciones técnicas para la selección de bandas.

Tabla 1. Coeficiente de corrección de potencia.

Valores de C_e de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de la carga.				
Tipo de servicio	Condiciones de trabajo	Motor eléctrico	Motor de explosión	
			n. cil. > 4	n. cil. < 4
Ligero	Servicio intermitente – funcionamiento ≤ 6 horas diarias ninguna punta de carga.	1	1,1	1,2
Normal	Funcionamiento de 6 + 16 horas día – puntas de carga o puesta en marcha ≤ 150 por 100 del trabajo a plena carga.	1,2	1,3	1,4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha ≤ 250 por 100 del trabajo a plena carga – servicio continuo 16 + 24 horas día.	(1,4)	1,5	1,6
Muy pesado	Puntas de carga > 250 por 100 del trabajo a plena carga – funcionamiento continuo.	1,6	1,8	2

Nota: Si se ha previsto la instalación de poleas tensoras, deberá aumentarse el valor de C_e en 0,1 para los sistemas que actúan interiormente y en 0,2 para los que actúan exteriormente. Dichas poleas han de aplicarse siempre sobre el ramal tenso.

Fuente: Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros, Calero & Carta, 1999.

Tabla 2. Elección de la sección de la correa.

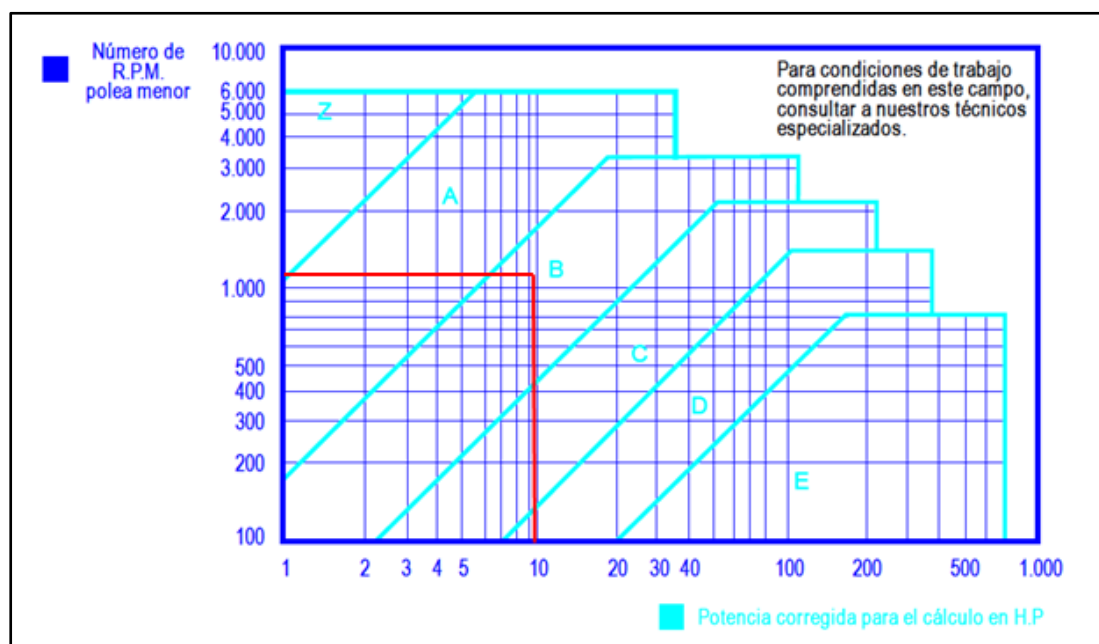


Tabla 3. Diámetro primitivo recomendable para poleas.

TIPO BANDA	DIÁMETRO PRIMITIVO STANDART	DIÁMETRO PRIMITIVO MÍNIMO	<p>AL UTILIZAR POLEAS DE DIÁMETRO PEQUEÑOS, SE ACORTA LA VIDA DE LA BANDA, POR QUE NO SOLO HACE QUE LA BANDA SUFRA UN EXCESO DE ESFUERZO CUANDO FLEXIONA, SINO QUE PRODUCE UN DECRECIMIENTO EN LA TRANSMISIÓN DE FUERZAS.</p> <p>ES ESENCIAL QUE LA BANDA NO CORRA SOBRE POLEAS CUYOS DIÁMETROS ESTEN POR DEBAJO DE LOS RECOMENDADOS PARA CADA TIPO DE SECCION COMO SE INDICA EN LA TABLA;</p>
A	95 mm	65 mm	
B	145 mm	115 mm	
C	225 mm	175 mm	

Tabla 4. Bandas sección B



TABLA Nº 2 - SECCION B



Tabla Nº 2 - Sección B		Prestación Base (en HP)																		Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
Nº R.P.M. De la polea menor		Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																											
		117	122	127	132	137	142	147	152	157	162	168	173	178	183	188	193	198	203										
870	1.74	1.93	2.12	2.31	2.49	2.68	2.87	3.05	3.24	3.42	3.60	3.79	3.97	4.15	4.33	4.50	4.68	4.86	0.00	0.04	0.09	0.13	0.17	0.21	0.26	0.30	0.34	0.38	
1160	2.12	2.36	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.03	4.26	4.49	4.72	4.94	5.17	5.39	5.61	5.83	6.05	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51	
1750	2.72	3.06	3.39	3.72	4.05	4.37	4.69	5.01	5.32	5.62	5.92	6.22	6.51	6.80	7.08	7.36	7.60	7.90	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69	0.77	
200	0.57	0.62	0.67	0.72	0.77	0.82	0.87	0.92	0.97	1.02	1.07	1.12	1.17	1.22	1.27	1.32	1.36	1.41	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	
400	0.97	1.07	1.16	1.26	1.35	1.45	1.54	1.64	1.73	1.82	1.91	2.01	2.10	2.19	2.28	2.37	2.47	2.56	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	
600	1.32	1.46	1.60	1.73	1.87	2.01	2.14	2.28	2.41	2.54	2.68	2.81	2.94	3.07	3.20	3.33	3.46	3.59	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	
800	1.63	1.81	1.99	2.16	2.34	2.51	2.69	2.86	3.03	3.20	3.37	3.54	3.71	3.88	4.05	4.21	4.38	4.54	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.35	
1000	1.91	2.13	2.34	2.56	2.77	2.98	3.19	3.40	3.61	3.81	4.02	4.22	4.42	4.62	4.82	5.02	5.22	5.41	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.39	0.44	
1200	2.17	2.42	2.67	2.92	3.16	3.41	3.65	3.89	4.13	4.37	4.60	4.84	5.07	5.30	5.52	5.75	5.98	6.20	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53	
1400	2.39	2.68	2.96	3.24	3.52	3.79	4.07	4.34	4.61	4.87	5.13	5.39	5.65	5.91	6.16	6.41	6.66	6.90	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62	
1600	2.59	2.91	3.22	3.53	3.84	4.14	4.44	4.74	5.03	5.32	5.61	5.89	6.17	6.44	6.72	6.98	7.25	7.51	0.00	0.08	0.16	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71	
1800	2.76	3.11	3.45	3.78	4.12	4.45	4.77	5.09	5.40	5.71	6.02	6.32	6.61	6.90	7.19	7.47	7.74	8.01	0.00	0.09	0.18	0.26	0.35	0.44	0.53	0.62	0.71	0.79	
2000	2.90	3.28	3.64	4.00	4.36	4.71	5.05	5.39	5.72	6.04	6.36	6.68	6.98	7.29	7.57	7.86	8.14	8.41	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.78	0.88	
2200	3.02	3.41	3.80	4.18	4.56	4.92	5.28	5.63	5.98	6.31	6.64	6.96	7.27	7.57	7.87	8.15	8.42	8.69	0.00	0.11	0.22	0.32	0.43	0.54	0.65	0.75	0.86	0.97	
2400	3.11	3.52	3.93	4.32	4.71	5.09	5.46	5.82	6.17	6.51	6.84	7.16	7.47	7.77	8.05	8.33	8.59	8.84	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.71	0.82	0.94	1.06	
2600	3.16	3.59	4.01	4.42	4.82	5.21	5.58	5.95	6.30	6.64	6.96	7.28	7.58	7.86	8.13	8.39	8.63	8.86	0.00	0.13	0.26	0.38	0.51	0.64	0.76	0.89	1.02	1.15	
2800	3.19	3.63	4.06	4.48	4.88	5.27	5.65	6.01	6.35	6.68	7.00	7.30	7.58	7.85	8.10	8.33	8.54	8.73	0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.69	0.82	0.96	1.10	1.24	
3000	3.18	3.63	4.06	4.48	4.89	5.28	5.65	6.00	6.33	6.65	6.95	7.23	7.48	7.72	7.94	8.13	8.31	8.46	0.00	0.15	0.29	0.44	0.59	0.74	0.88	1.03	1.18	1.32	
3200	3.13	3.59	4.02	4.44	4.84	5.22	5.58	5.92	6.24	6.53	6.80	7.05	7.27	7.47	7.65	7.80	-	-	0.00	0.16	0.31	0.47	0.63	0.78	0.94	1.10	1.25	1.41	
3400	3.05	3.51	3.94	4.35	4.74	5.11	5.45	5.76	6.05	6.32	6.55	6.77	6.95	7.10	-	-	-	-	0.00	0.17	0.33	0.50	0.67	0.83	1.00	1.17	1.33	1.50	
3600	2.93	3.38	3.81	4.21	4.58	4.92	5.24	5.53	5.78	6.01	6.21	6.37	-	-	-	-	-	-	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.88	1.06	1.24	1.41	1.59	
3800	2.77	3.21	3.62	4.01	4.35	4.67	4.96	5.21	5.42	5.60	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.19	0.37	0.56	0.75	0.93	1.12	1.30	1.49	1.68	
4000	2.57	3.00	3.39	3.74	4.07	4.35	4.60	4.80	4.96	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.20	0.39	0.59	0.78	0.98	1.18	1.37	1.57	1.76	
4200	2.33	2.73	3.10	3.42	3.71	3.95	4.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.21	0.41	0.62	0.82	1.03	1.24	1.44	1.64	1.85	
4400	2.04	2.42	2.75	3.04	3.28	3.47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.22	0.43	0.65	0.86	1.08	1.29	1.51	1.73	1.94	
4600	1.70	2.05	2.34	2.59	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.23	0.45	0.68	0.90	1.13	1.35	1.58	1.80	2.03	
4800	1.32	1.63	1.88	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.24	0.47	0.71	0.94	1.18	1.41	1.65	1.88	2.12	
5000	0.88	1.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.25	0.49	0.73	0.98	1.23	1.47	1.72	1.96	2.21	
5200	0.40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.26	0.51	0.76	1.02	1.27	1.53	1.78	2.04	2.29	

Tabla 5. Longitud primitiva nominal.

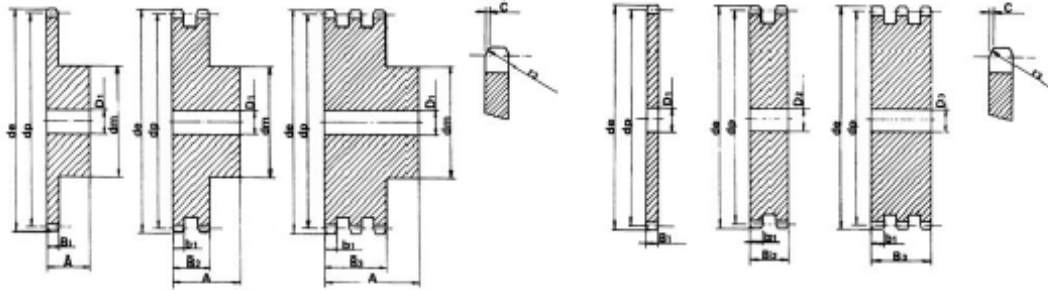
Tabla Nº 6		Longitud primitiva nominal				
Correa (n)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-
62	-	1605	1626	1648	-	-
63	-	1633	1641	1674	-	-
64	-	1658	1674	1699	-	-
65	-	1683	1695	1725	-	-
66	-	1714	1724	1745	-	-
67	-	1742	1743	1775	-	-
68	-	1767	1770	1788	-	-
69	-	1785	1794	1826	-	-
70	-	1813	1818	1847	-	-
71	-	1841	1846	1877	-	-
72	-	1862	1878	1897	-	-
73	-	1887	1900	1928	-	-
74	-	1913	1924	1953	-	-
75	-	1937	1947	1979	-	-
76	-	1963	1973	1989	-	-
77	-	1989	1999	2015	-	-
78	-	2013	2024	2042	-	-
79	-	2033	2043	2068	-	-
80	-	2065	2075	2094	-	-
81	-	2093	2103	2119	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-
93	-	2393	2403	2422	2445	-
94	-	2421	2431	2448	2471	-
95	-	2446	2456	2475	2497	-
96	-	2471	2481	2500	2523	-
97	-	2497	2508	2524	2550	-
98	-	2533	2543	2562	2576	-
99	-	2554	2558	2587	2602	-
100	-	2573	2583	2602	2629	-
101	-	2599	2609	2622	2655	-
102	-	2624	2643	2653	2681	-
103	-	2650	2659	2679	2707	-
104	-	2683	2693	2704	2726	-
105	-	2700	2710	2729	2752	-
106	-	2726	2743	2754	2778	-
107	-	2758	2761	2780	2805	-
108	-	2776	2793	2812	2831	-
109	-	2802	2819	2838	2857	-
110	-	2833	2843	2862	2876	-

ANEXO B. Especificaciones técnicas para catarinas y cadenas.

PIÑONES Y DISCOS NORMA EUROPEA (ISO) PIGNONS ET DISQUES NORME EUROPÉENNE (ISO) EUROPEAN NORM (ISO) SPROCKETS AND PLATE WHEELS

1" x 17.02 mm 16B-1-2-3

Para cadenas de rodillos conformes a la norma DIN 8187 ISO/R 606 / Pour chaînes à rouleaux conformément à la norme DIN 8187 ISO/R 606 /
For roller chains in compliance with DIN 8187 ISO/R 606



Piñón / Pignon / Sprocket

Radio de los dientes r3 / Rayon des dents r3 / Tooth radius r3	26
Ancho del radio C / Largeur du rayon C / Radius width C	2,5
Ancho de los dientes B1 / Largeur des dents B1 / Sprocket tooth width B1	16,2
Ancho de los dientes b1 / Largeur des dents b1 / Sprocket tooth width b1	15,8
Ancho de los dientes B2 / Largeur des dents B2 / Sprocket tooth width B2	47,7
Ancho de los dientes B3 / Largeur des dents B3 / Sprocket tooth width B3	79,6

Cadena / Chaîne / Chain

Paso de cadena / Passage de chaîne / Pitch	25,4
Ancho interior / Largeur intérieure / Internal width	17,02
Diám. rodillo / Rouleaux - Ø / Roller - Ø	15,88

Disco / Plateau / Platewheel

Radio de los dientes r3 / Rayon des dents r3 / Tooth radius r3	26
Ancho del radio C / Largeur du rayon C / Radius width C	2,5
Ancho de diente B1 / Largeur des dents B1 / Plate tooth width B1	16,2
Ancho de diente b1 / Largeur des dents b1 / Plate tooth width b1	15,8
Ancho de diente B2 / Largeur des dents B2 / Plate tooth width B2	47,7
Ancho de diente B3 / Largeur des dents B3 / Plate tooth width B3	79,6

Cadena / Chaîne / Chain

Paso de cadena / Passage de chaîne / Pitch	25,4
Ancho interior / Largeur intérieure / Internal width	17,02
Diám. rodillo / Rouleaux - Ø / Roller - Ø	15,88

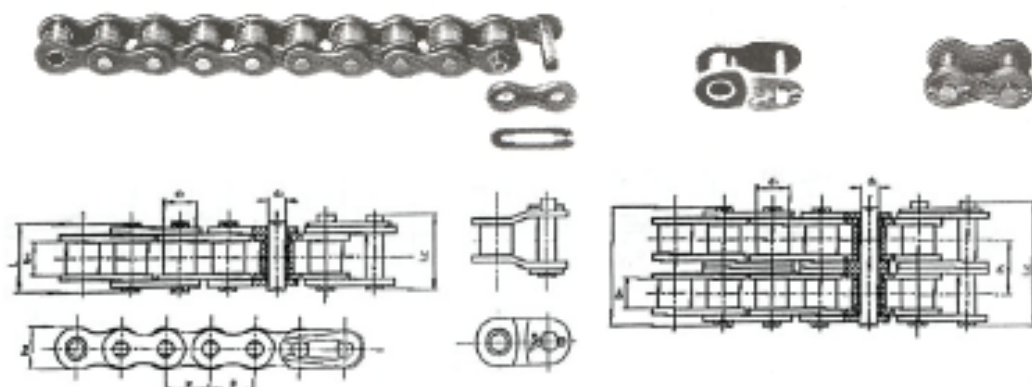
Z	de	dp	Simple / Simple / Simple			Doble / Double / Double			Triple / Triple / Triple		
			dm	D1	A	dm	D1	A	dm	D1	A
8	77,0	66,37	42	16	35	42	16	65	42	20	95
9	85,0	74,27	50	16	35	50	16	65	50	20	95
10	93,0	82,19	55	16	35	56	16	65	56	20	95
11	99,5	90,14	61	16	40	64	20	70	64	25	100
12	109,0	98,14	69	16	40	72	20	70	72	25	100
13	117,0	106,12	78	16	40	80	20	70	80	25	100
14	125,0	114,15	84	16	40	88	20	70	88	25	100
15	133,0	122,17	92	16	40	96	20	70	96	25	100
16	141,0	130,20	100	20	45	104	20	70	104	30	100
17	149,0	138,22	100	20	45	112	20	70	112	30	100
18	157,0	146,28	100	20	45	120	20	70	120	30	100
19	165,2	154,33	100	20	45	128	20	70	128	30	100
20	173,2	162,38	100	20	45	130	20	70	130	30	100
21	181,2	170,43	110	20	50	130	25	70	130	30	100
22	189,3	178,48	110	20	50	130	25	70	130	30	100
23	197,5	186,53	110	20	50	130	25	70	130	30	100
24	205,5	194,59	110	20	50	130	25	70	130	30	100
25	213,5	202,66	110	20	50	130	25	70	130	30	100
26	221,6	210,72	120	20	50	130	25	70	130	30	100
27	229,6	218,79	120	20	50	130	25	70	130	30	100
28	237,7	226,85	120	20	50	130	25	70	130	30	100
29	245,8	234,92	120	20	50	130	25	70	130	30	100
30	254,0	243,00	120	20	50	130	25	70	130	30	100
31	262,0	251,08	120	25	50	140	25	70	140	30	100
32	270,0	259,13	120	25	50	140	25	70	140	30	100
33	278,5	267,21	120	25	50	140	25	70	140	30	100
34	287,0	275,28	120	25	50	140	25	70	140	30	100
35	296,2	283,36	120	25	50	140	25	70	140	30	100
36	304,6	291,44	120	25	50	140	25	70	140	30	100
37	312,6	299,51	120	25	50	140	25	70	140	30	100
38	320,7	307,59	120	25	50	140	25	70	140	30	100
39	328,8	315,67	120	25	50	140	25	70	140	30	100
40	336,9	323,75	120	25	50	140	25	70	140	30	100

Z	de	dp	S D T			Z	de	dp	S D T		
			D1	D2	D3				D1	D2	D3
8	77,0	66,37	14	16	20	44	369,1	356,06	25	25	30
9	85,0	74,27	14	16	20	45	377,1	364,13	25	25	30
10	93,0	82,19	15	16	20	46	385,2	372,21	25	30	30
11	99,5	90,14	15	20	25	47	393,2	380,29	25		
12	109,0	98,14	15	20	25	48	401,3	388,36	25	30	30
13	117,0	106,12	15	20	25	49	409,3	396,44	25		
14	125,0	114,15	15	20	25	50	417,4	404,52	25	30	30
15	133,0	122,17	15	20	25	51	425,5	412,60	30	30	40
16	141,0	130,20	19	20	30	52	433,6	420,67	30	30	40
17	149,0	138,22	19	20	30	53	441,7	428,75	30		
18	157,0	146,28	19	20	30	54	449,8	436,83	30		
19	165,2	154,33	19	20	30	55	457,9	444,93	30	30	40
20	173,2	162,38	19	20	30	56	466,0	453,01	30	30	
21	181,2	170,43	20	25	30	57	474,0	461,07	30	30	40
22	189,3	178,48	20	25	30	58	482,1	469,16	30		
23	197,5	186,53	20	25	30	59	490,2	477,24	30		
24	205,5	194,59	20	25	30	60	498,3	485,32	30	30	40
25	213,5	202,66	20	25	30	62	514,5	501,50	30	30	
26	221,6	210,72	20	25	30	64	530,7	517,65	30		
27	229,6	218,79	20	25	30	65	538,8	525,73	30	30	40
28	237,7	226,85	20	25	30	66	546,8	533,80	30		
29	245,8	234,92	20	25	30	68	562,9	549,98	30	30	40
30	254,0	243,00	20	25	30	70	579,2	566,14	30	30	40
31	262,0	251,08	25	25	30	72	595,4	582,32	30	30	40
32	270,0	259,13	25	25	30	73	619,7	606,55	30	30	40
33	278,5	267,21	25	25	30	76	627,0	614,65	30	30	40
34	287,0	275,28	25	25	30	78	643,3	630,80	30		
35	296,2	283,36	25	25	30	80	660,0	646,96	30	30	40
36	304,6	291,44	25	25	30	85	699,9	687,40	30	30	40
37	312,6	299,51	25	25	30	90	740,3	727,81	30	30	40
38	320,7	307,59	25	25	30	95	781,1	768,22	30	30	40
39	328,8	315,67	25	25	30	100	821,1	808,63	30	30	40
40	336,9	323,75	25	25	30	110	902,0	889,48	30	30	40
41	345,0	331,82	25			114	934,3	921,81	30	40	40
42	353,0	339,90	25	25	30	120	982,8	970,33	30	40	40
43	361,1	347,98	25	25		125	1023,2	1010,73	30	40	40

Materiales: C 45 UNI 7447 / Matériau: C 45 UNI 7447 / Material: C 45 UNI 7447

ROLLER CHAINS ANSI B29. 1-1975

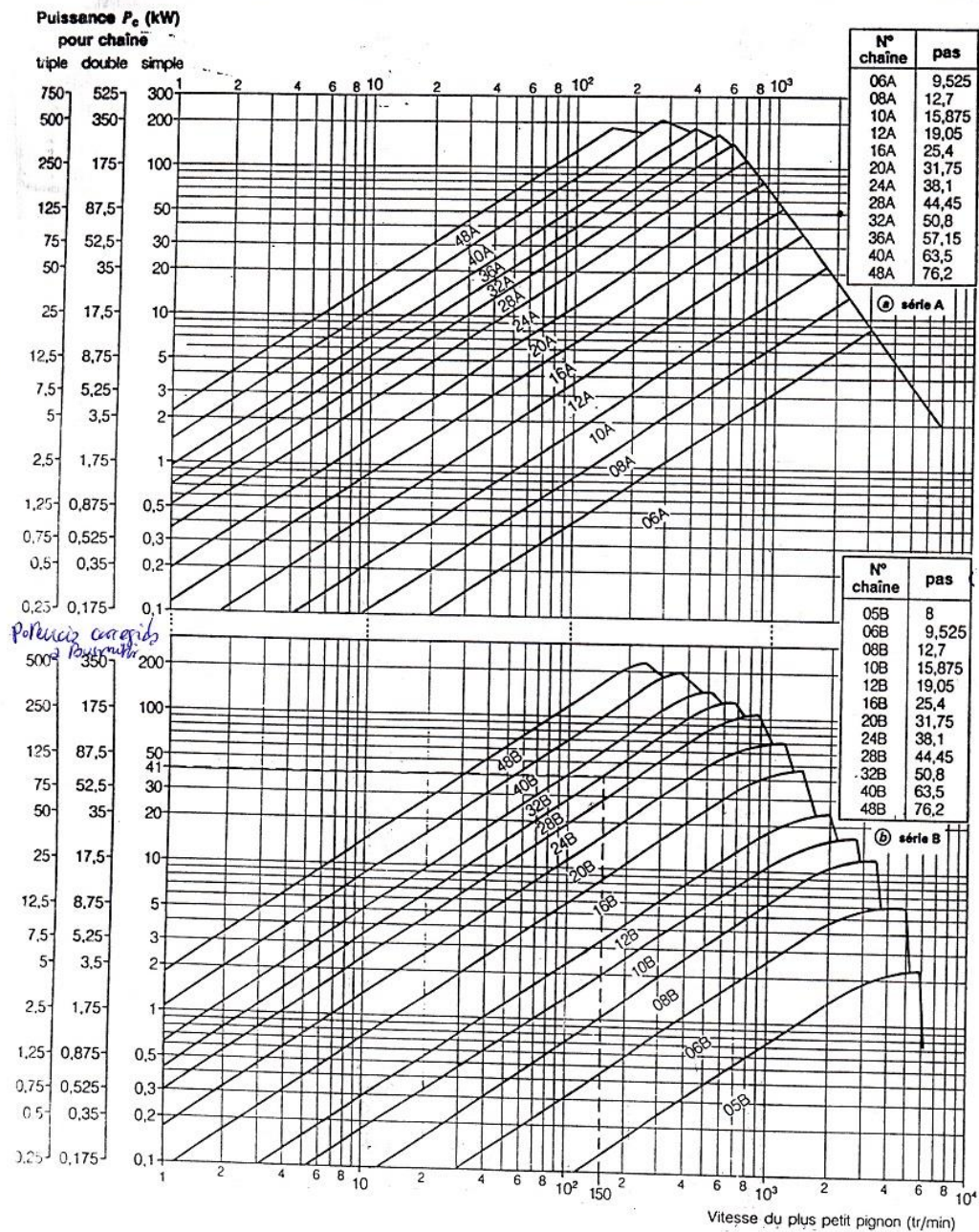
Rollenkettens DIN 8188
Chainnes à rouleaux ISO/R606
Cadenas de rodillos ISO/R606



Chain	Pitch	width between inner plates	Roller diameter	Pin diameter	Pin length	Transverse pitch	Breaking load	weight											
Rollenkette	Teilhing	Innen Breite	Roller Ø	Pin Ø	Rollenlänge	Minerabstand	Bruchlast	Gewicht											
Chaines	Pas	Largeur entre plaques intérieures	Diamètre du rouleau	Longueur de l'axe	Longueur de l'axe	Entre-axe transversal	Charge de rupture	Poids											
Cadena	Pase	Ancho entre placas interiores	Diámetros del rodillo	Diámetros del perno	Longitud del perno	Pase transversal	Carga de ruptura	Peso											
ANSI N°.	DIN ISO	P		W max		R max		D max		L max		C		mm	mm	Lg	Kg	Lb/ft	Kg/m
		in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm						
25		1/8	6.35	0.125	3.18	0.130	3.30	0.091	2.31	0.339	8.60					660	450	0.09	0.14
35		1/4	9.525	0.188	4.76	0.200	5.09	0.141	3.59	0.510	12.95					2420	1100	0.22	0.33
40	05A	1/2	12.70	0.312	7.62	0.312	7.92	0.156	3.97	0.691	17.45					4260	1650	0.41	0.62
41	05B	1/2	12.70	0.251	6.35	0.308	7.77	0.141	3.59	0.587	14.40					2640	1250	0.27	0.41
50	10A	3/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	0.898	21.75					7040	3200	0.71	1.06
50	10B	3/8	15.875	0.300	7.62	0.380	9.65	0.156	3.97	0.655	16.65					5650	2400	0.54	0.80
60	15A	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	1.390	35.30					16600	7500	1.68	2.50
100	20A	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	1.890	48.15					25300	11500	2.55	3.80
120	24A	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	2.122	53.90					36200	16000	3.78	5.60
140	28A	1 3/4	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	2.303	58.50					45100	20500	5.10	7.60
160	32A	2	50.80	1.250	31.75	1.125	28.57	0.582	14.29	2.742	69.85					59400	27000	6.38	9.50
200	40A	2 1/2	63.50	1.250	31.75	1.582	39.97	0.781	19.85	3.298	83.30					96600	45500	11.02	16.40
25-2		1/8	6.35	0.125	3.18	0.130	3.30	0.091	2.31	0.691	15.00	0.252	6.40			1760	800	0.18	0.26
35-2		1/4	9.525	0.188	4.76	0.200	5.09	0.141	3.59	0.907	23.05	0.398	10.10			2670	1800	0.42	0.64
40-2	05A-2	1/2	12.70	0.312	7.62	0.312	7.92	0.156	3.97	1.254	30.95	0.567	14.40			7050	3200	0.80	1.20
50-2	10A-2	3/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	1.589	31.65	0.713	18.10			10700	4850	1.38	2.02
60-2	15A-2	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	2.643	64.60	1.154	29.30			27300	12400	2.38	3.52
80-2	20A-2	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	3.103	78.95	1.429	35.60			41000	18500	5.12	7.64
100-2	24A-2	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	3.903	98.30	1.787	45.40			56500	27000	7.38	10.95
120-2	28A-2	1 3/4	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	4.228	107.40	1.925	48.90			68000	36000	9.36	13.92
140-2	32A-2	2	50.80	1.250	31.75	1.125	28.57	0.582	14.29	5.045	126.15	2.263	58.50			104000	47500	12.58	18.72
200-2	40A-2	2 1/2	63.50	1.250	31.75	1.582	39.97	0.781	19.85	6.217	157.90	2.816	71.60			164000	74400	21.40	31.94

Diagramas de selección de las cadenas de transmisión de potencia Series A (serie americana) y B (serie europea)

CHAÎNES MÉCANIQUES




ANEXO C. Especificaciones técnicas el sistema oleohidráulico.



THE WIZARD LINE

3000 PSI EXTENDED DUTY

THE "WIZARD" Welded-DA-37° JIC Male Ports



FEATURES:

- Honed tubing
- Chromed, ground & polished rod
- Ductile iron piston & gland
- Optional end fittings available
- Urethane u-cup and wiper
- Crown seal standard, "T" seal optional
- Wear ring on piston
- Thread in gland with o-ring to protect threads
- Standard color is gloss black

Model No.	Style	Wt.	PSI	Column Load (Lbs)	Ret (B)	Rod Dia.	A	C	D (Dia.)	E (45°)	Crosstube Adder (F)	Tang Adder (G)	Clevis Adder (G)	Ports
F150040	1 1/2 X 4	7	3000	FULL PSI	9 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150060	1 1/2 X 6	8	3000	FULL PSI	11 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150080	1 1/2 X 8	8	3000	FULL PSI	13 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150100	1 1/2 X 10	9	3000	4,770 LBS	15 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150120	1 1/2 X 12	10	3000	3,640 LBS	17 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150160	1 1/2 X 16	10	3000	2,315 LBS	21 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150200	1 1/2 X 20	12	3000	1,600 LBS	25 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F150240	1 1/2 X 24	14	3000	1,175 LBS	29 1/2	3/4	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175040	1 3/4 X 4	9	3000	FULL PSI	9 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175060	1 3/4 X 6	10	3000	FULL PSI	11 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175080	1 3/4 X 8	11	3000	FULL PSI	13 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175100	1 3/4 X 10	12	3000	FULL PSI	15 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175120	1 3/4 X 12	13	3000	FULL PSI	17 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175160	1 3/4 X 16	15	3000	7,120 LBS	21 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175200	1 3/4 X 20	17	3000	4,935 LBS	25 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°
F175240	1 3/4 X 24	20	3000	3,620 LBS	29 1/2	1	3/16	1	.760	.22	3/4	1 3/4	1 3/4	9/16-37°

ANEXO D. Especificaciones técnicas para el cálculo de la flecha.

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Harger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t .

Advertencia: Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. No utilice estos valores cuando ya se cuente con las dimensiones reales.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.

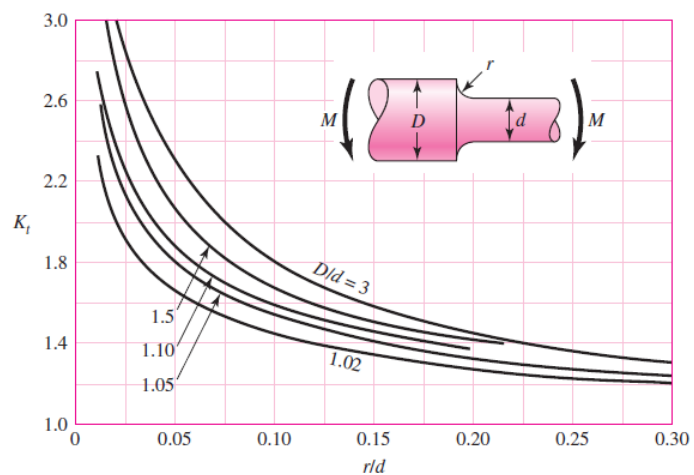


Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

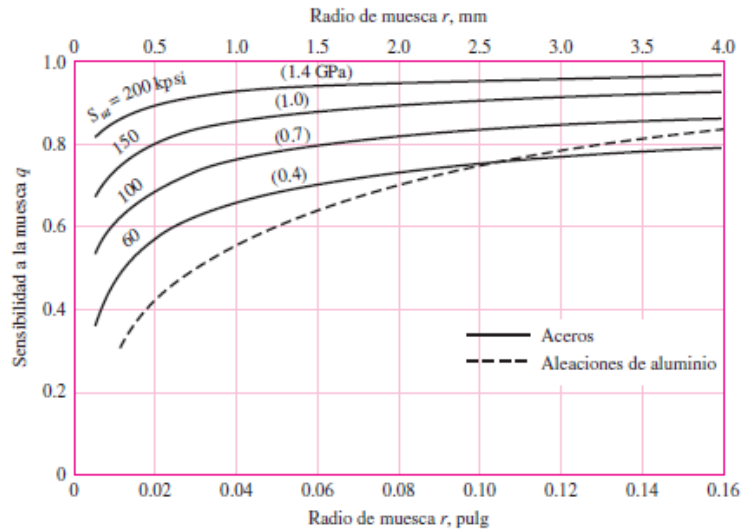


Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

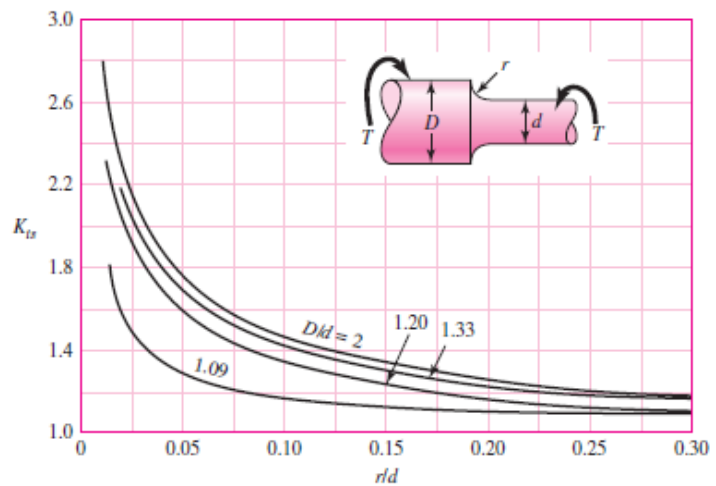
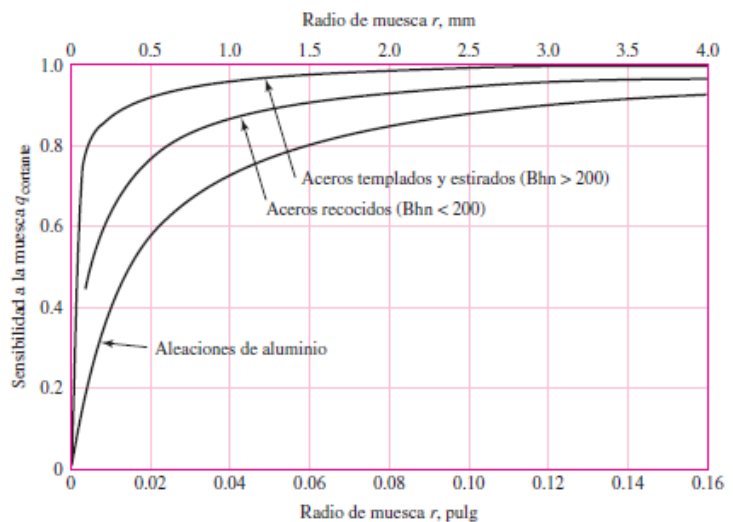


Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



ANEXO E. Especificaciones técnicas para conexiones por soldadura.

Tabla 9-3

Propiedades mínimas
del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Tabla 9-4

Esfuerzos permisibles
del Código AISC para
metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u^†$	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

†El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.

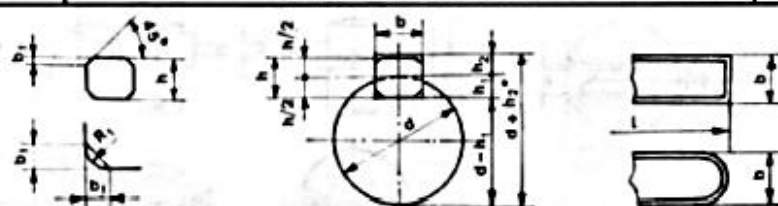
Tabla 14.1

Espesor del material de la parte soldada más gruesa en plg.	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$ a $\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$ a $2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{4}$ a 6	más de 6
Tamaño mínimo del filete de soldadura en plg.	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), *Stress Allowables Affect Weldment Design*, D412, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo de 1991, p. 3. Reproducido con autorización de Lincoln Electric Company.

ANEXO F. Especificaciones técnicas para chavetas y chaveteros.

Pasadores y chavetas		CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL						TABLA 18 . 13						
Dimensiones en mm.								(De UNE 17.102 h1)						
CHAVETA														
Sección $b \times h$	Ancho b		Altura h		Chafilán b_1		Longitud l							
	Nominal	Toler. h9	Nominal	Toler. h9 y h11	Mínima	Máximo	De...	...a						
4 x 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45						
5 x 5	5	0	5	0	0,25	0,40	10	56						
6 x 6	6	-0,030	6	-0,030	0,25	0,40	14	70						
8 x 7	8	0	7		0,25	0,40	18	90						
10 x 8	10	-0,036	8		0,40	0,60	22	110						
12 x 8	12		8	0	0,40	0,60	28	140						
14 x 9	14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160						
16 x 10	16	-0,043	10		0,40	0,60	45	180						
18 x 11	18		11		0,40	0,60	50	200						
20 x 12	20		12		0,40	0,80	56	220						
22 x 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250						
25 x 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280						
28 x 16	28		16		0,60	0,80	80	320						
32 x 18	32		18		0,60	0,80	90	360						
36 x 20	36	0	20		0,60	1,20	100	400						
40 x 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	—	—						
45 x 25	45		25	0,130	1,00	1,20	—	—						
50 x 28	50		28		1,00	1,20	—	—						
56 x 32	56		32		1,00	2,00	—	—						
63 x 32	63	0	32		1,60	2,00	—	—						
70 x 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	—	—						
80 x 40	80		40	-0,160	2,50	3,00	—	—						
90 x 45	90	0	45		2,50	3,00	—	—						
100 x 50	100	-0,087	50		2,50	3,00	—	—						
CHAVETERO														
Diámetro del eje d	Sección de la chaveta $b \times h$	Ancho b , tolerancia					Profundidad		Chafilán					
		Nominal	Clase de ajuste del enchavetado			Eje y cubo p_9	Eje h_1		Cubo h_2					
			Libre		Normal		Nominal	Toler.	Nominal	Toler.				
			Eje h9	Cubo D10	Eje N9	Cubo Js 9								
Más de	hasta								Min.	Máx.				
10	12	4 x 4	4	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 x 6	6	0					3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 x 7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 x 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 x 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 x 9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 x 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 x 11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 x 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 x 14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 x 14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 x 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 x 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 x 20	36	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 x 25	45						15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 x 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 x 32	56						20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 x 32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 x 36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 x 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 x 45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 x 50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	-0,124	31		19,5		2,00	2,50

ANEXO G. Especificaciones técnicas para el cálculo y selección de pernos.

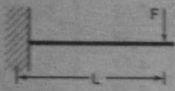
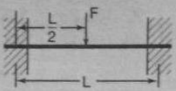
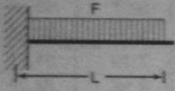
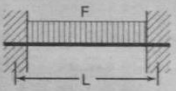
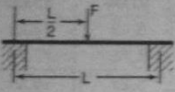
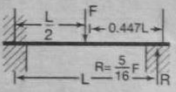
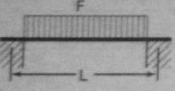
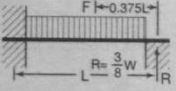
Tabla 1.

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

ANEXO H. Especificaciones técnicas para el cálculo del contrapeso.

TABLA N° 63

MOMENTOS FLECTORES Y CORTANTES

Condiciones de soporte y carga	Momento Flector (máximo)	Fuerza Cortante (máxima)	Deflexión (máxima)	Condiciones de soporte y carga	Momento Flector (máximo)	Fuerza Cortante (máxima)	Deflexión (máxima)
	FL	F	$\frac{FL^3}{3EI}$		$\frac{FL}{8}$	$\frac{F}{2}$	$\frac{FL^3}{192EI}$
	$\frac{FL}{2}$	F	$\frac{FL^3}{8EI}$		$\frac{FL}{12}$	$\frac{F}{2}$	$\frac{FL^3}{384EI}$
	$\frac{FL}{4}$	$\frac{F}{2}$	$\frac{FL^3}{48EI}$		$\frac{3FL}{16}$	$\frac{11F}{16}$	$\frac{FL^3}{107EI}$
	$\frac{FL}{8}$	$\frac{F}{2}$	$\frac{5FL^3}{384EI}$		$\frac{FL}{8}$	$\frac{5F}{8}$	$\frac{FL^3}{187EI}$

E : Módulo de elasticidad I : Momento de inercia

ANEXO I. Especificaciones técnicas de los materiales.

Tabla 1. Monel K500.

Propiedades mecánicas	Valores	Fuente
Límite de fluencia (σ_f)	$206,82 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	Agenda CIMEPI
Densidad (δ)	$8,80 \cdot 10^{-6} \left(\frac{kg}{mm^3} \right)$	Mecánica de materiales, Gere-Timoshenko
Módulo de elasticidad (E)	$172 \cdot 10^3 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	Agenda CIMEPI

Tabla 2. Acero ANSI 4140.

Propiedades mecánicas	Valores	Fuente
Límite de fluencia (σ_f)	$550,56 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	Manual de aceros especiales BOHLER
Densidad (δ)	$7,85 \cdot 10^{-6} \left(\frac{kg}{mm^3} \right)$	www.sumiteccr.com
Módulo de elasticidad (E)	$2,06 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	Agenda CIMEPI

Tabla 3. Acero ASTM A-36 (SAE 1018).

Propiedades mecánicas	Valores	Fuente
Límite de fluencia (σ_f)	$250 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	Catalogo Dipac
Densidad (δ)	$7,85 \cdot 10^{-6} \left(\frac{kg}{mm^3} \right)$	www.sumiteccr.com
Módulo de elasticidad (E)	$2,06 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	Agenda CIMEPI

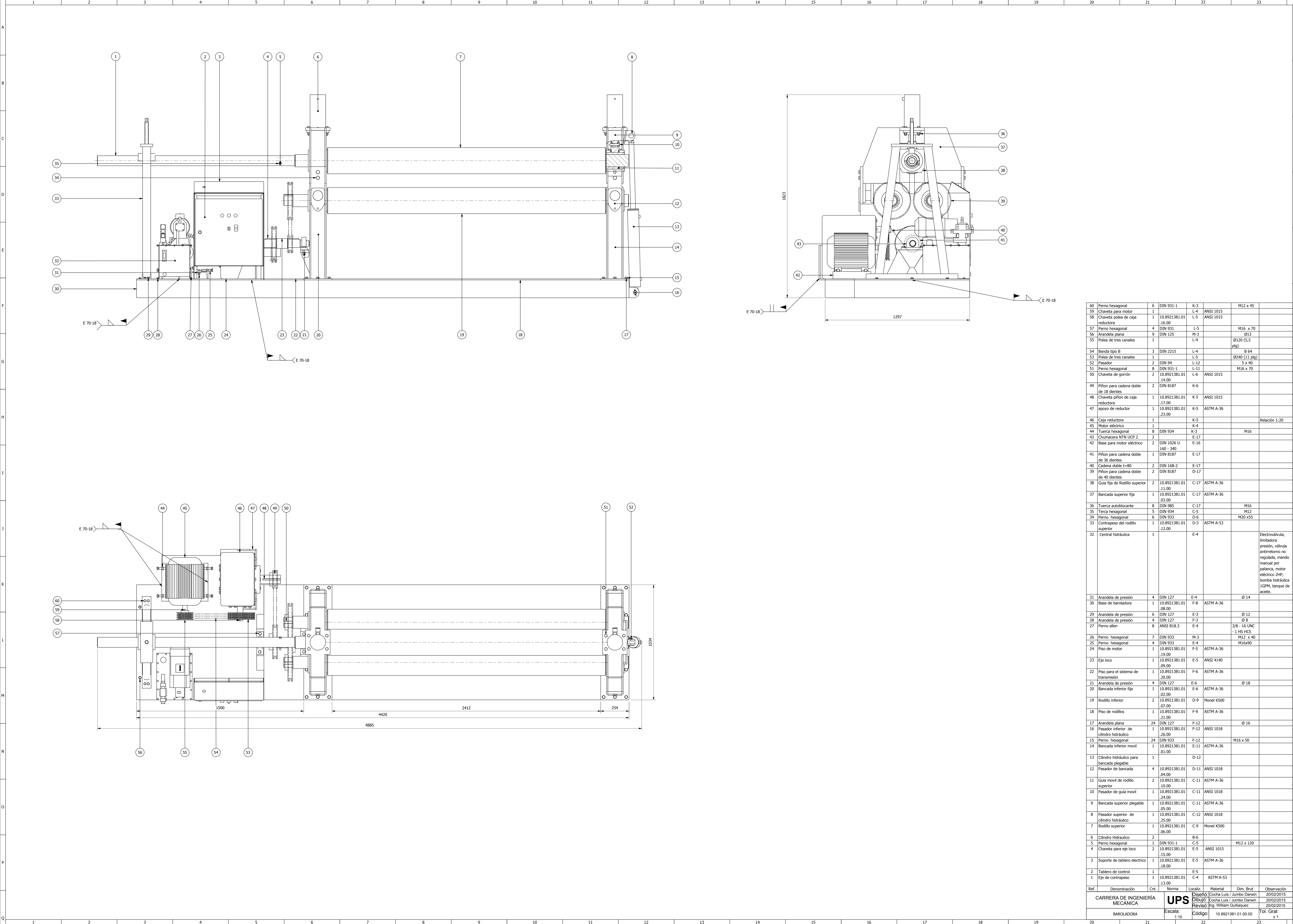
Tabla 4. Bronce SAE 65.

Propiedades mecánicas	Valores	Fuente
Esfuerzo a la compresión (S_y)	$529,74 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	Catalogo BOHLER

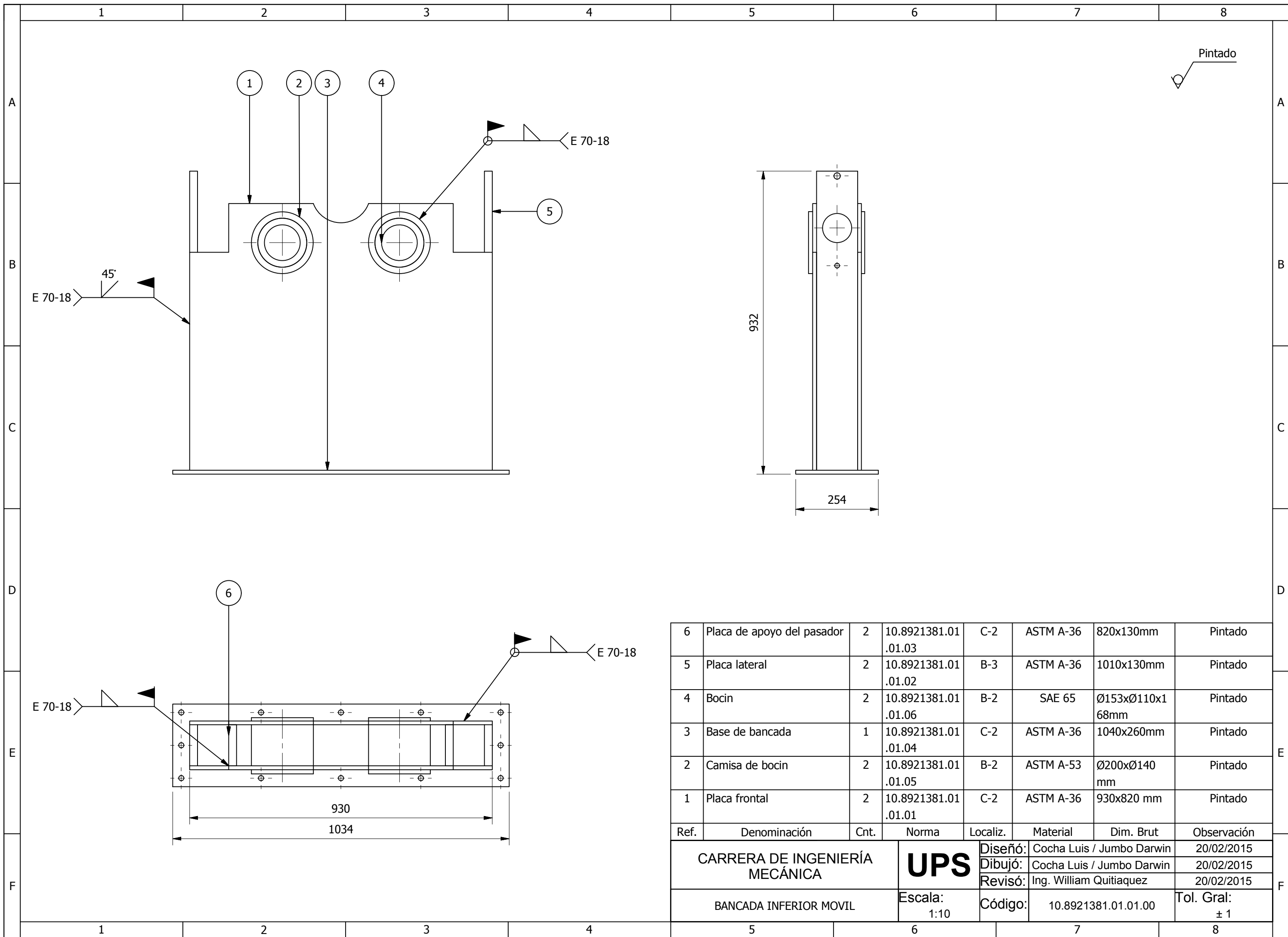
Tabla 5. Acero ASTM A-53.

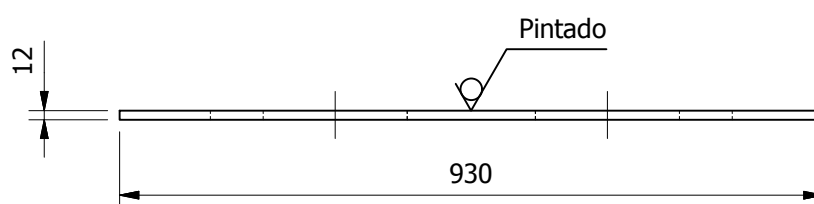
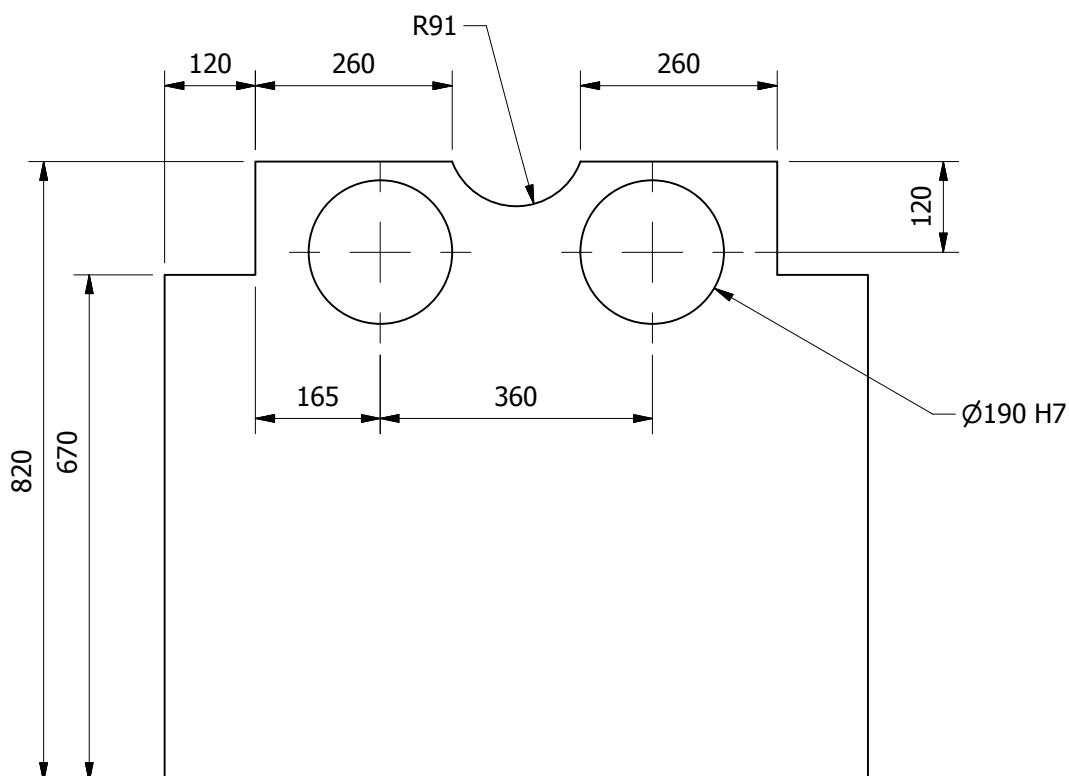
Propiedades mecánicas	Valores	Fuente
Esfuerzo a la compresión (S_y)	$241,33 \left(\frac{N}{mm^2} \right)$	Catalogo DIPAC

PLANOS



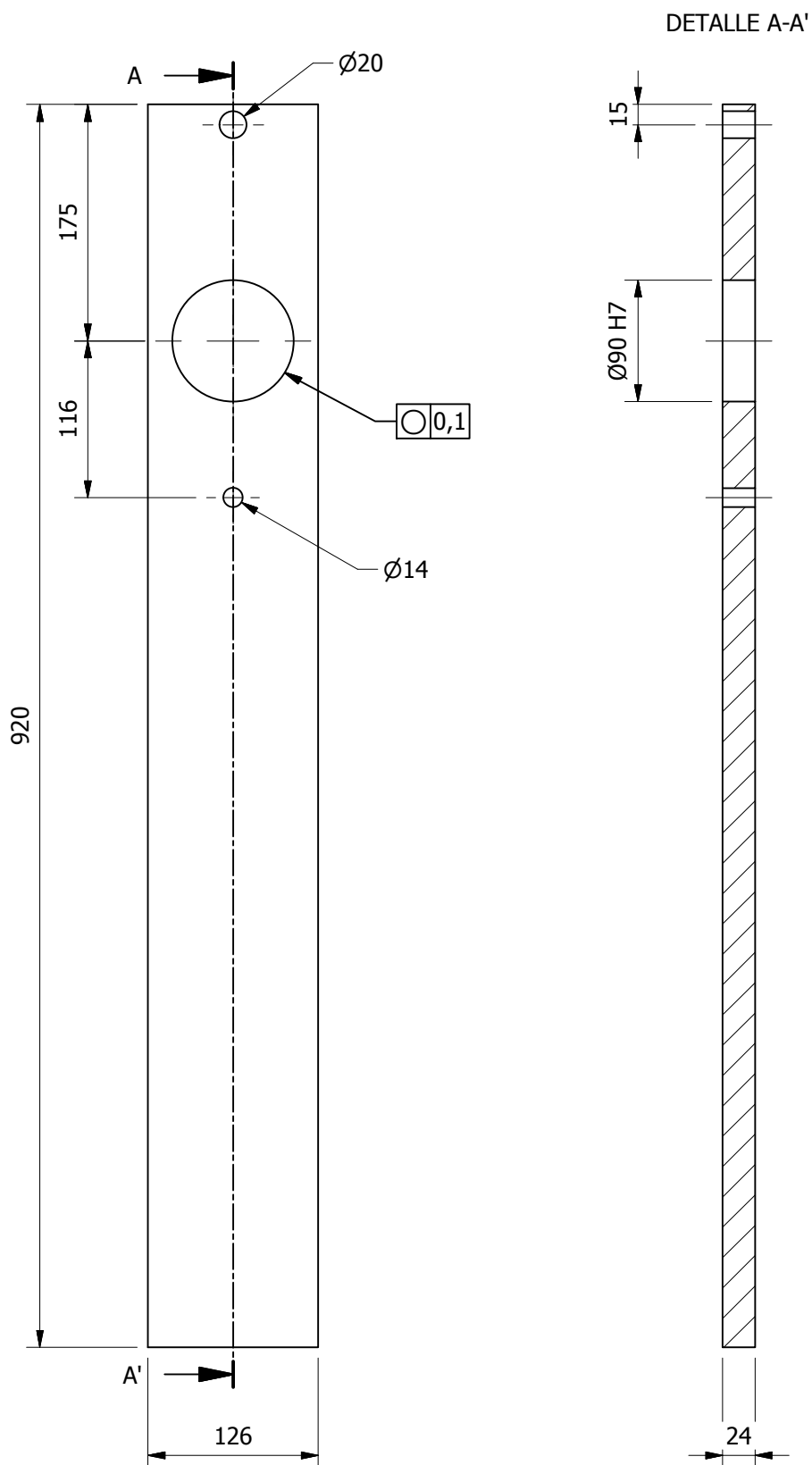
60	Perno hexagonal	6	DIN 931-1	K-3		M12 x 45	
59	Chaveta para motor	1		L-4	ANSI 1015		
58	Chaveta polea de caja reductora	1	10.8921381.01	L-5	ANSI 1015		
			.16.00				
57	Perno hexagonal	4	DIN 931	L-5		M16 x 70	
56	Arandela plana	9	DIN 125	M-3		Ø13	
55	Polea de tres canales	1		L-4		Ø120 (5,5 plg)	
54	Banda tipo B	3	DIN 2215	L-4		B 64	
53	Polea de tres canales	1		L-5		Ø240 (11 plg)	
52	Pasador	2	DIN 94	L-12		5 x 40	
51	Perno hexagonal	8	DIN 931-1	L-11		M16 x 70	
50	Chaveta de gorrón	2	10.8921381.01	L-6	ANSI 1015		
			.14.00				
49	Pñon para cadena doble de 18 dientes	2	DIN 8187	K-6			
48	Chaveta pñon de caja reductora	1	10.8921381.01	K-5	ANSI 1015		
47	apoyo de reductor	1	10.8921381.01	K-5	ASTM A-36		
			.23.00				
46	Caja reductora	1		K-5			Relación 1:20
45	Motor eléctrico	1		K-4			
44	Tuerca hexagonal	8	DIN 934	K-3		M16	
43	Chumacera NTN UCP 2	2		E-17			
42	Base para motor eléctrico	2	DIN 1026 U	E-16			
			160 - 340				
41	Pñon para cadena doble de 36 dientes	1	DIN 8187	E-17			
40	Cadena doble t=80	2	DIN 168-2	E-17			
39	Pñon para cadena doble de 40 dientes	2	DIN 8187	D-17			
38	Guía fija de Rodillo superior	2	10.8921381.01	C-17	ASTM A-36		
			.11.00				
37	Bancada superior fija	1	10.8921381.01	C-17	ASTM A-36		
			.03.00				
36	Tuerca autoblocante	8	DIN 985	C-17		M16	
35	Tercia hexagonal	5	DIN 934	C-5		M12	
34	Perno hexagonal	6	DIN 933	D-6		M20 x55	
33	Contrapeso del rodillo superior	1	10.8921381.01	D-3	ASTM A-53		
			.12.00				
32	Central hidráulica	1		E-4			Electroválvula, limitadora presión, válvula antirretorno no regulada, mando manual por palanca, motor eléctrico 2HP, bomba hidráulica 1GPM, tanque de aceite.
31	Arandela de presión	4	DIN 127	E-4		Ø 14	
30	Base de barroladora	1	10.8921381.01	F-8	ASTM A-36		
			.08.00				
29	Arandela de presión	6	DIN 127	E-3		Ø 12	
28	Arandela de presión	4	DIN 127	F-4		Ø 8	
27	Perno allen	8	ANSI B18.3	E-3		3/8" - 16 UNC - 1 HS HCS	
26	Perno hexagonal	7	DIN 933	M-3		M12 x 40	
25	Perno hexagonal	4	DIN 933	E-4		M16x90	
24	Piso de motor	1	10.8921381.01	F-5	ASTM A-36		
			.19.00				
23	Eje loco	1	10.8921381.01	E-5	ANSI 4140		
			.09.00				
22	Piso para el sistema de transmisión	1	10.8921381.01	F-6	ASTM A-36		
			.20.00				
21	Arandela de presión	4	DIN 127	E-6		Ø 18	
20	Bancada inferior fija	1	10.8921381.01	E-6	ASTM A-36		
			.02.00				
19	Rodillo inferior	2	10.8921381.01	D-9	Monel K500		
			.07.00				
18	Piso de rodillos	1	10.8921381.01	F-9	ASTM A-36		
			.21.00				
17	Arandela plana	24	DIN 127	F-12		Ø 16	
16	Pasador inferior de cilindro hidráulico	1	10.8921381.01	F-12	ANSI 1018		
			.26.00				
15	Perno hexagonal	24	DIN 933	F-12		M16 x 50	
14	Bancada inferior móvil	1	10.8921381.01	E-11	ASTM A-36		
			.01.00				
13	Cilindro hidráulico para bancada plegable	1		D-12			
12	Pasador de bancada	4	10.8921381.01	D-11	ANSI 1018		
			.04.00				
11	Guía móvil de rodillo superior	2	10.8921381.01	C-11	ASTM A-36		
			.10.00				
10	Pasador de guía móvil	1	10.8921381.01	C-11	ANSI 1018		
			.24.00				
9	Bancada superior plegable	1	10.8921381.01	C-11	ASTM A-36		
			.05.00				
8	Pasador superior de cilindro hidráulico	1	10.8921381.01	C-12	ANSI 1018		
			.25.00				
7	Rodillo superior	1	10.8921381.01	C-9	Monel K500		
			.06.00				
6	Cilindro Hidraulico	2		B-6			
5	Perno hexagonal	1	DIN 931-1	C-5		M12 x 120	
4	Chaveta para eje loco	2	10.8921381.01	E-5	ANSI 1015		
			.15.00				
3	Soporte de tablero eléctrico	1	10.8921381.01	E-5	ASTM A-36		
			.18.00				
2	Tablero de control	1		E-5			
1	Eje de contrapeso	1	10.8921381.01	C-4	ASTM A-53		
			.13.00				
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brut.	Observación
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA			Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015		
			Dibujo:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015		
			Reviso:	Ing. William Quilaquez	20/02/2015		
BACIADORA			Escala:	1:10	10.8921381.01.00.00	Tol. Gral:	± 1





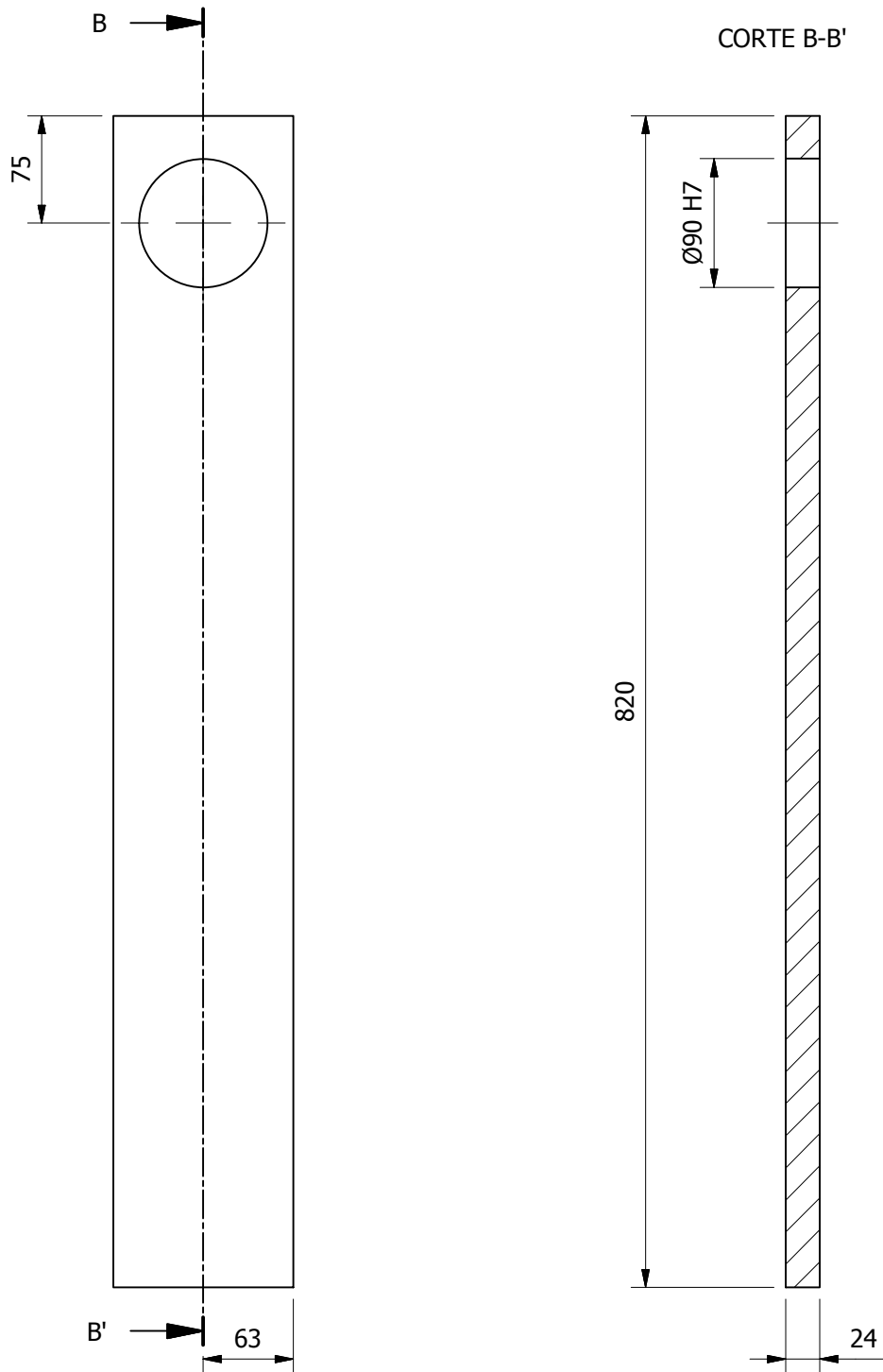
Ø 190	H7
+	190,046
	190,000

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A36	Dim. Brutas :	930 X 820 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA FRONTAL	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.01.01	Tol. Gral: ± 1	



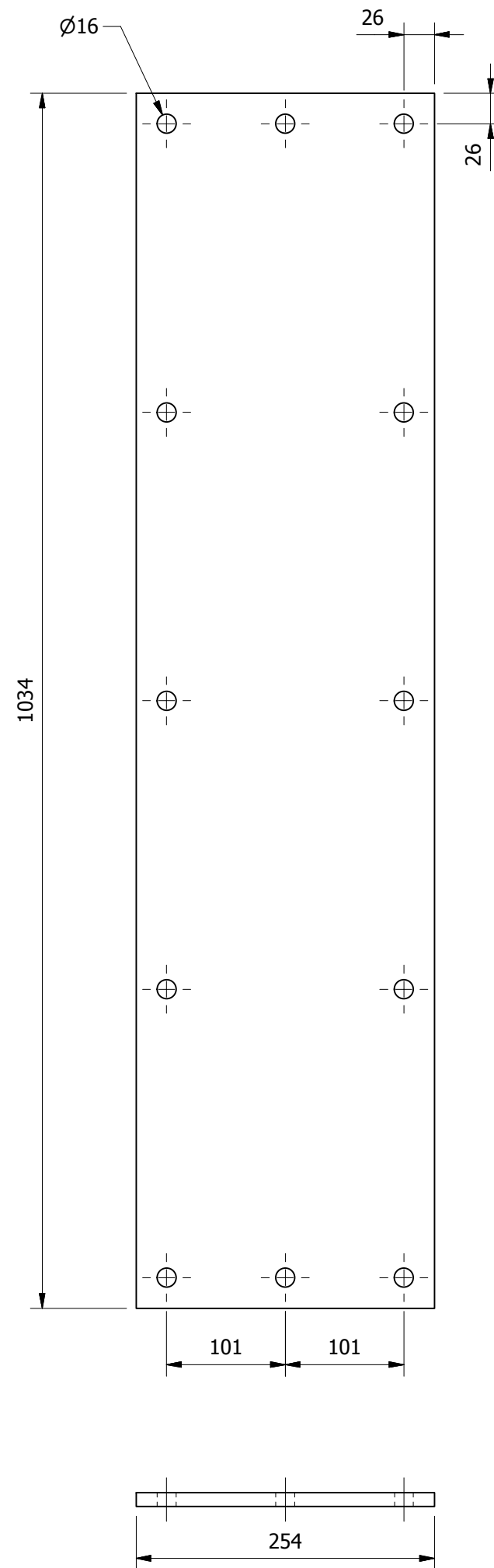
Ø 90	H7
+	90,035 90,000

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A36	Dim. Brutas :	1010 X 130 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
Placa lateral de bancada inferior	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.01.02	Tol. Gral: ±1	



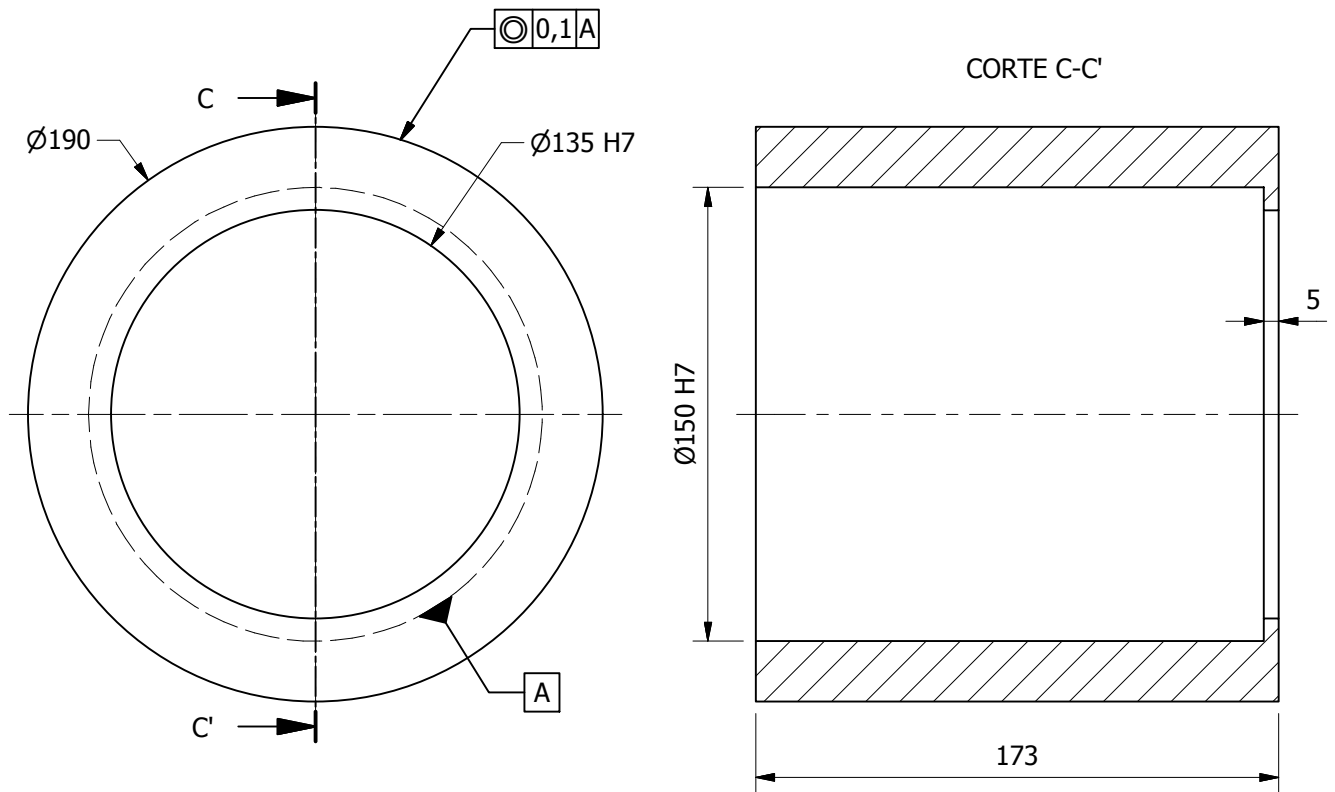
$\varnothing 90$	H7
+	90,035
	90,000

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A36	Dim. Brutas :	830 x 130 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA DE APOYO DEL PASADOR	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.01.03	Tol. Gral: ± 1	



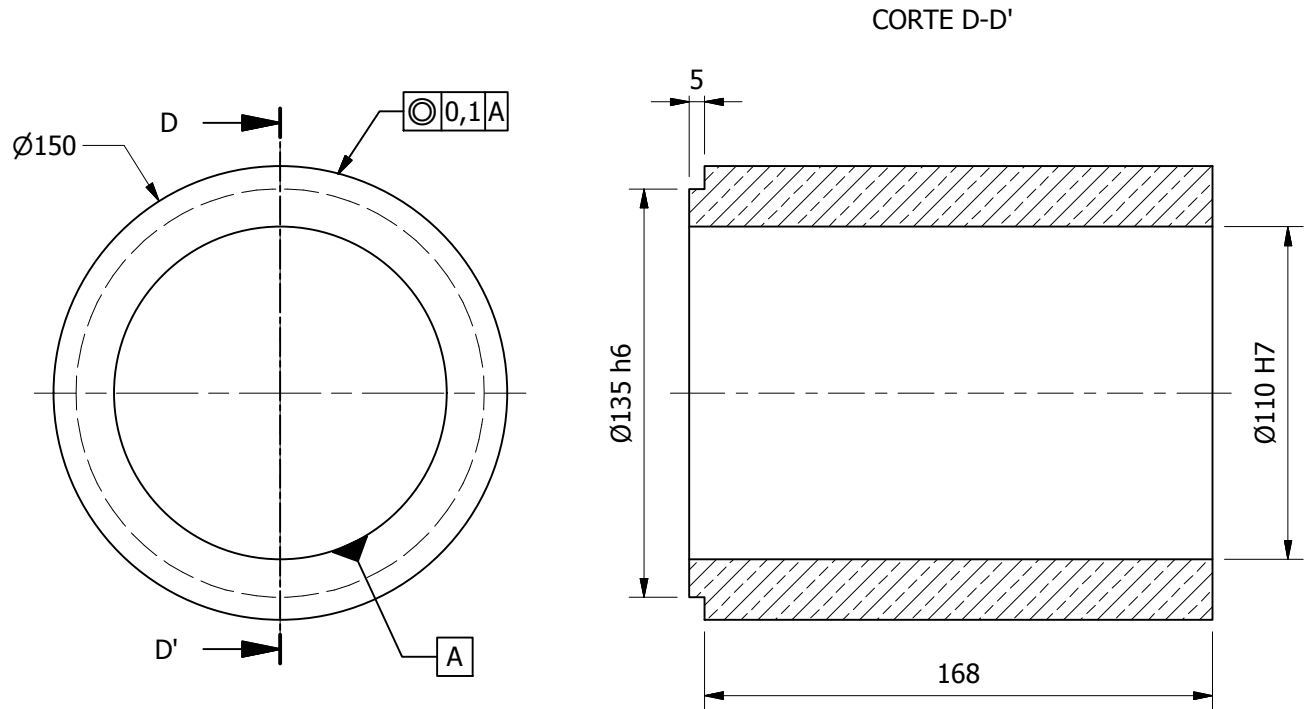
N7 Taladrado

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :	
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	1040 x 260 mm	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015
BASE DE BANCADA		Escala: 1:5	Código: 10.8921381.01.01.04	Tol. Gral: ± 1



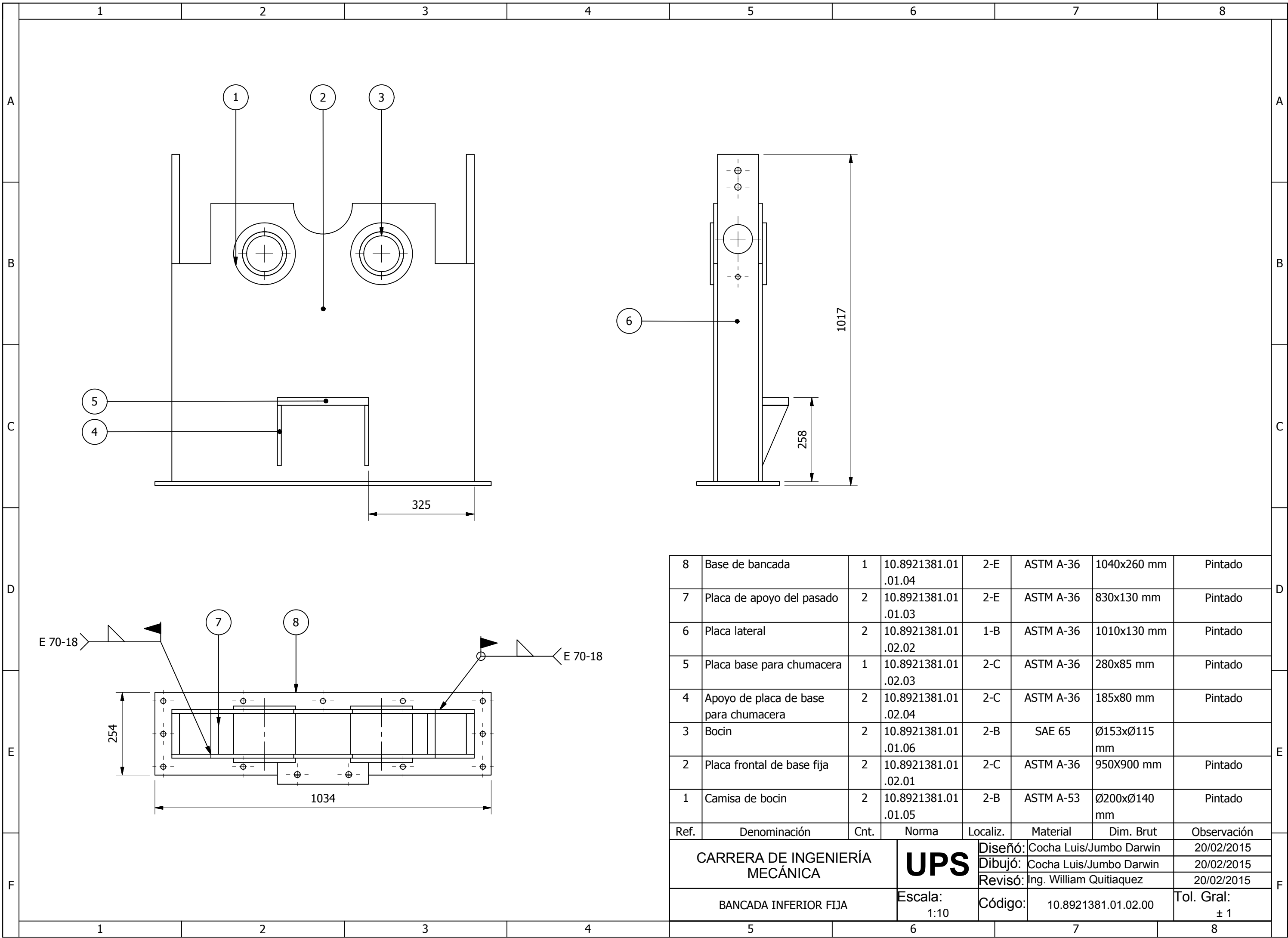
$\varnothing 150$	H7
+	150,040 150,000
$\varnothing 135$	H7
+	135,040 135,000

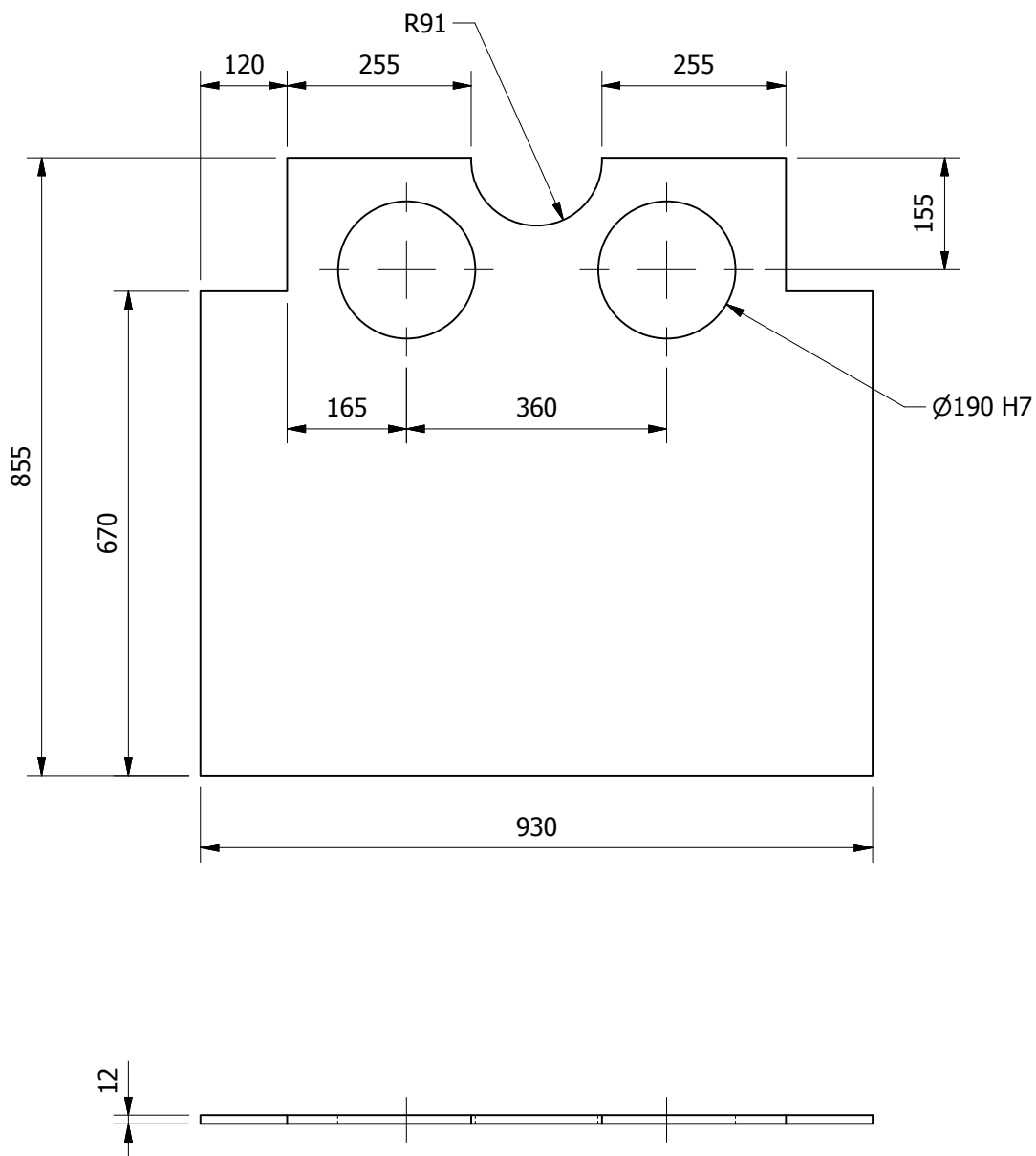
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-53	Dim. Brutas :	$\varnothing 190 \times \varnothing 135 \times 173$ mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
CAMISA DE BOCIN INFERIOR	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.01.05	Tol. Gral:	± 1



Ø 110	H7
+	110,035 110,000
Ø 135	h6
-	135,000 135,025

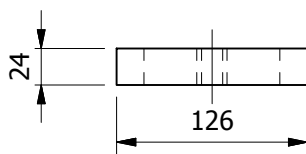
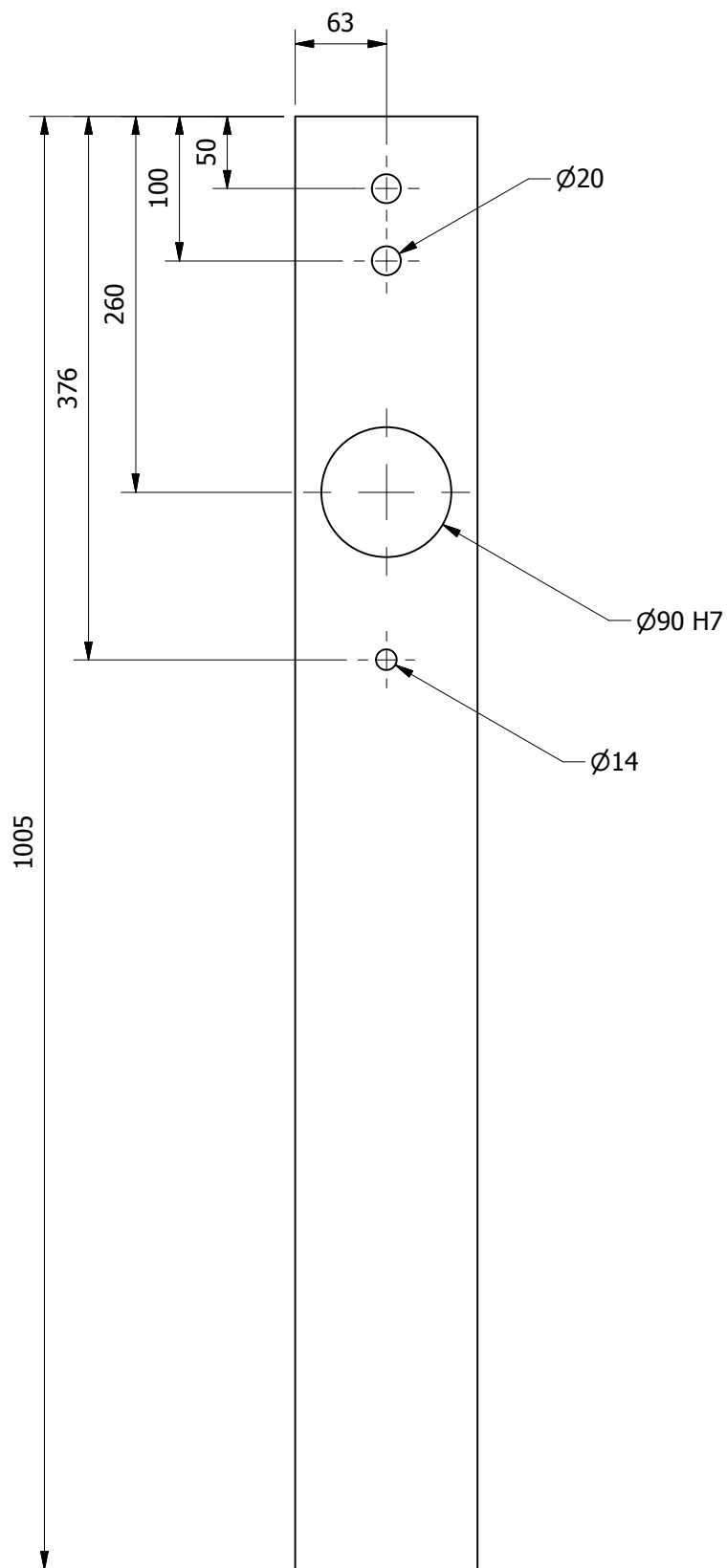
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	SAE 64	Dim. Brutas :	Ø 150 x Ø 110 x 173
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
BOCIN	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.01.06	Tol. Gral: ± 0.1	





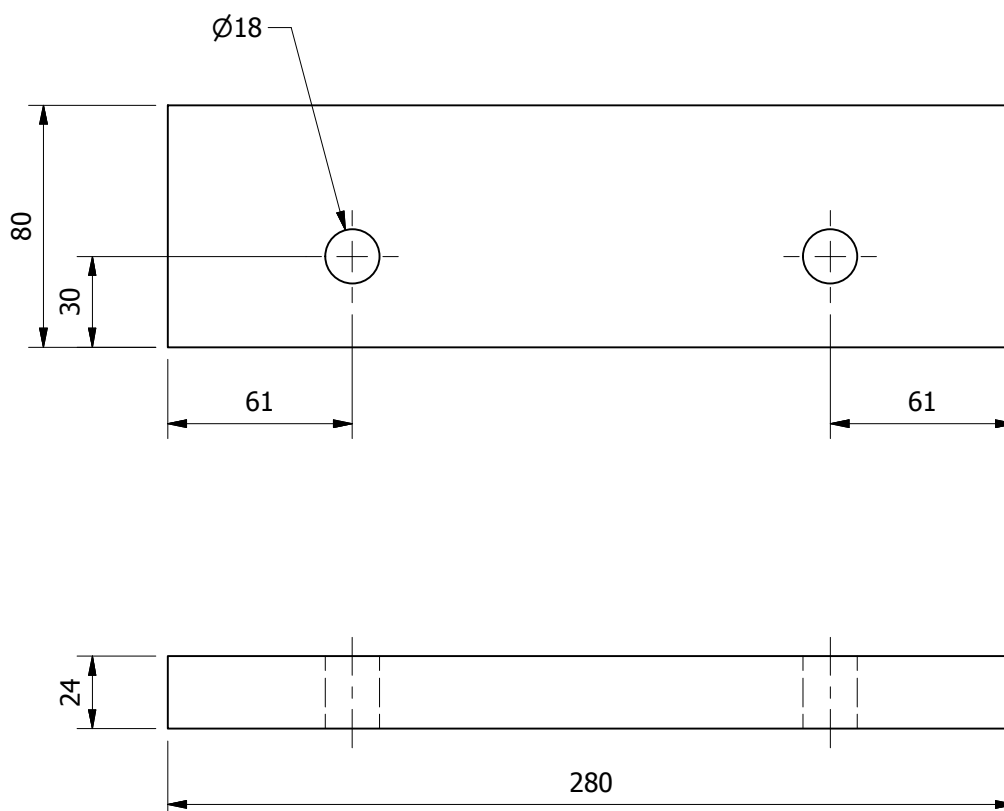
$\varnothing 190$	H7
+	190,046 190,000

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	950 x 900 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA FRONTAL	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.02.01	Tol. Gral: ± 1	

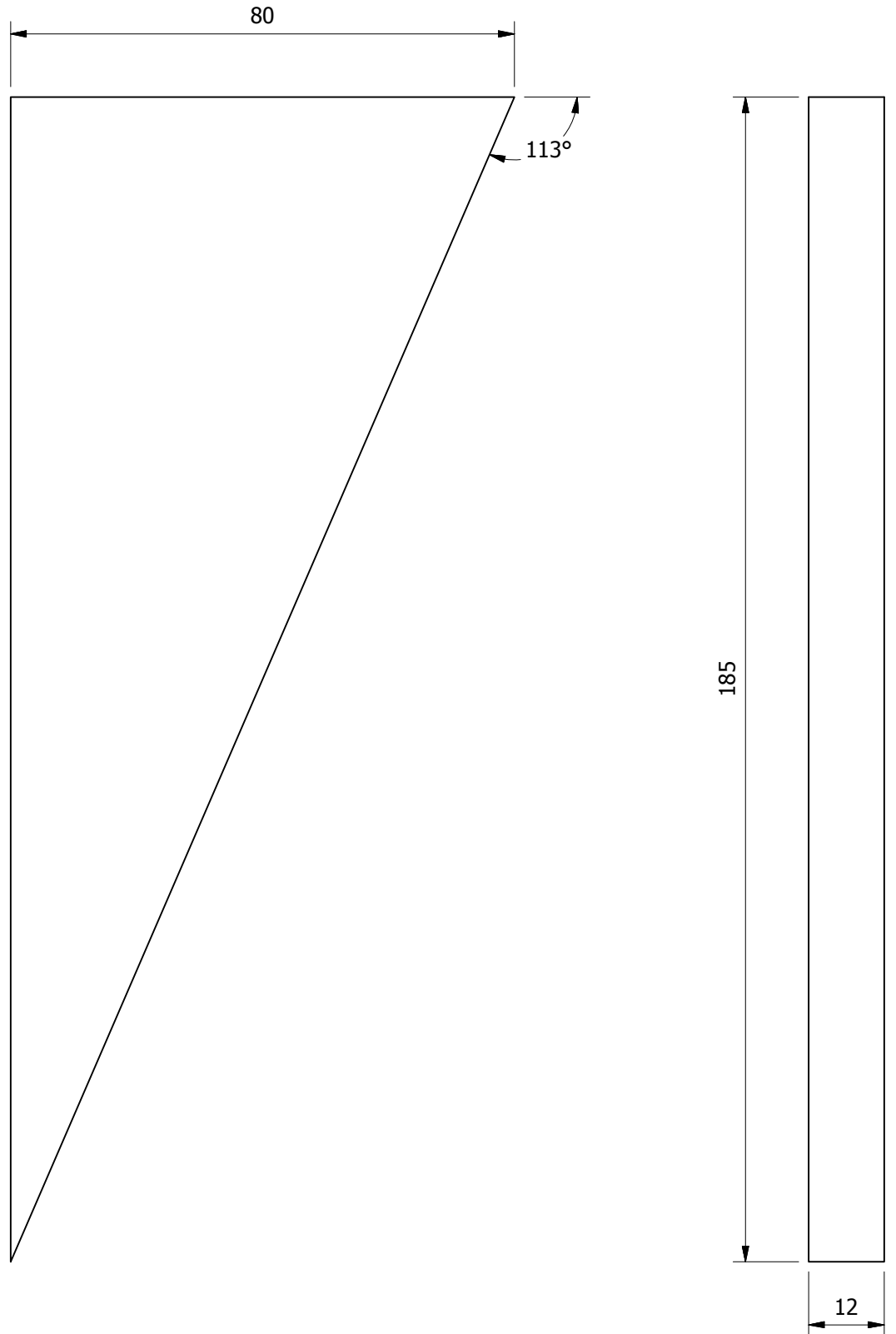


$\varnothing 90$	H7
+	90,035 90,000

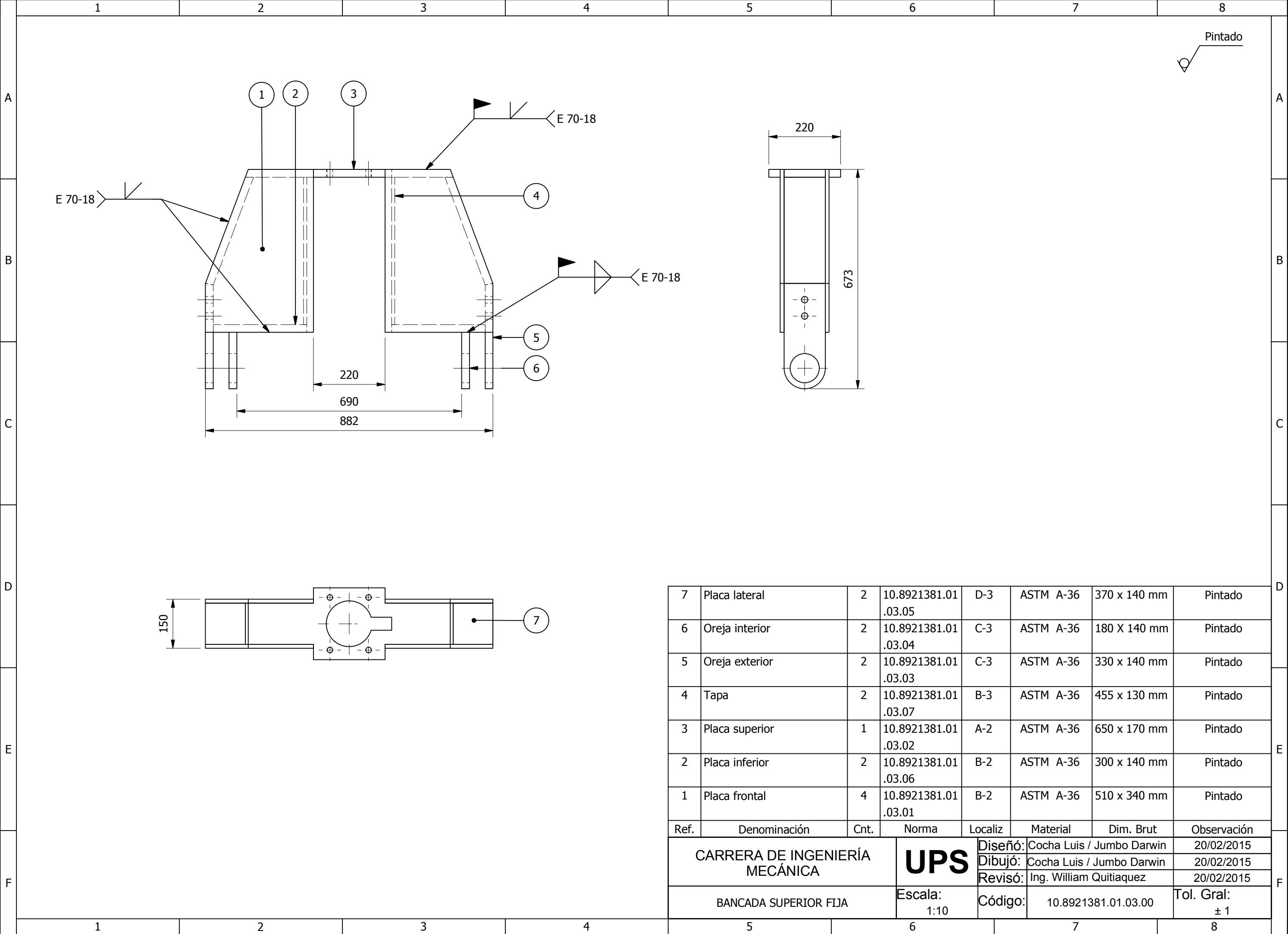
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	1005 x 126 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA LATERAL	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.02.02	Tol. Gral: ± 1	

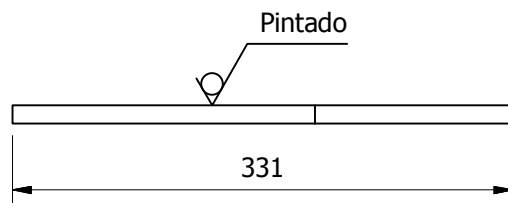
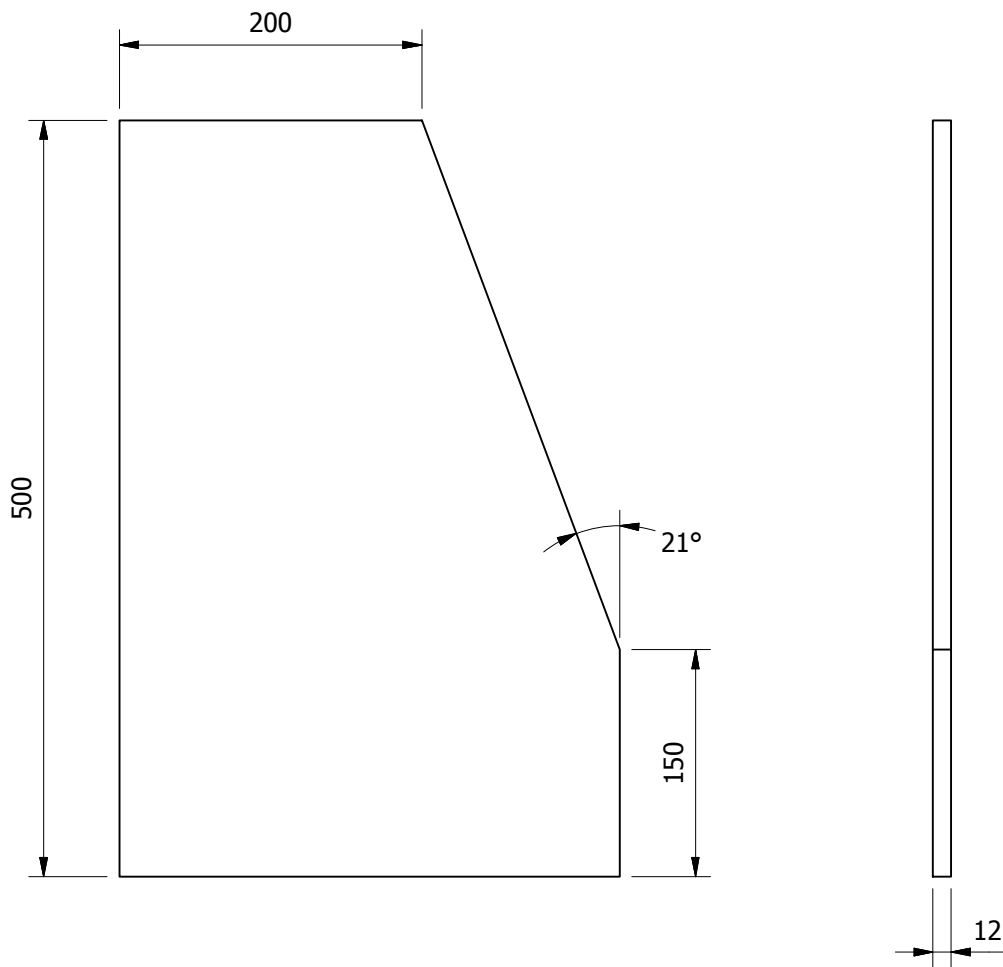


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	185 x 85 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA BASE PARA CHUMACERA	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.02.03	Tol. Gral: ± 1	

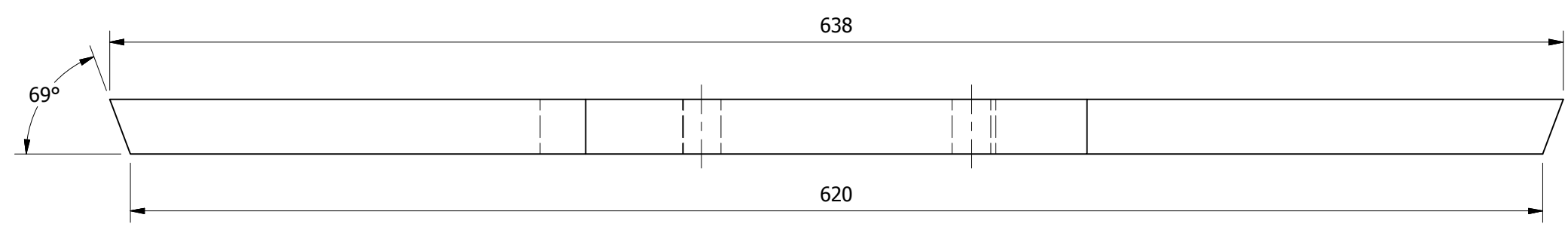
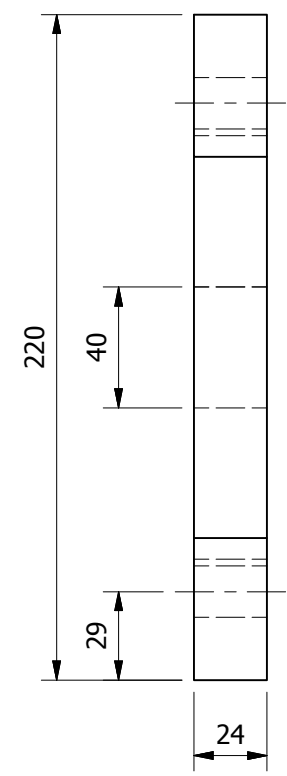
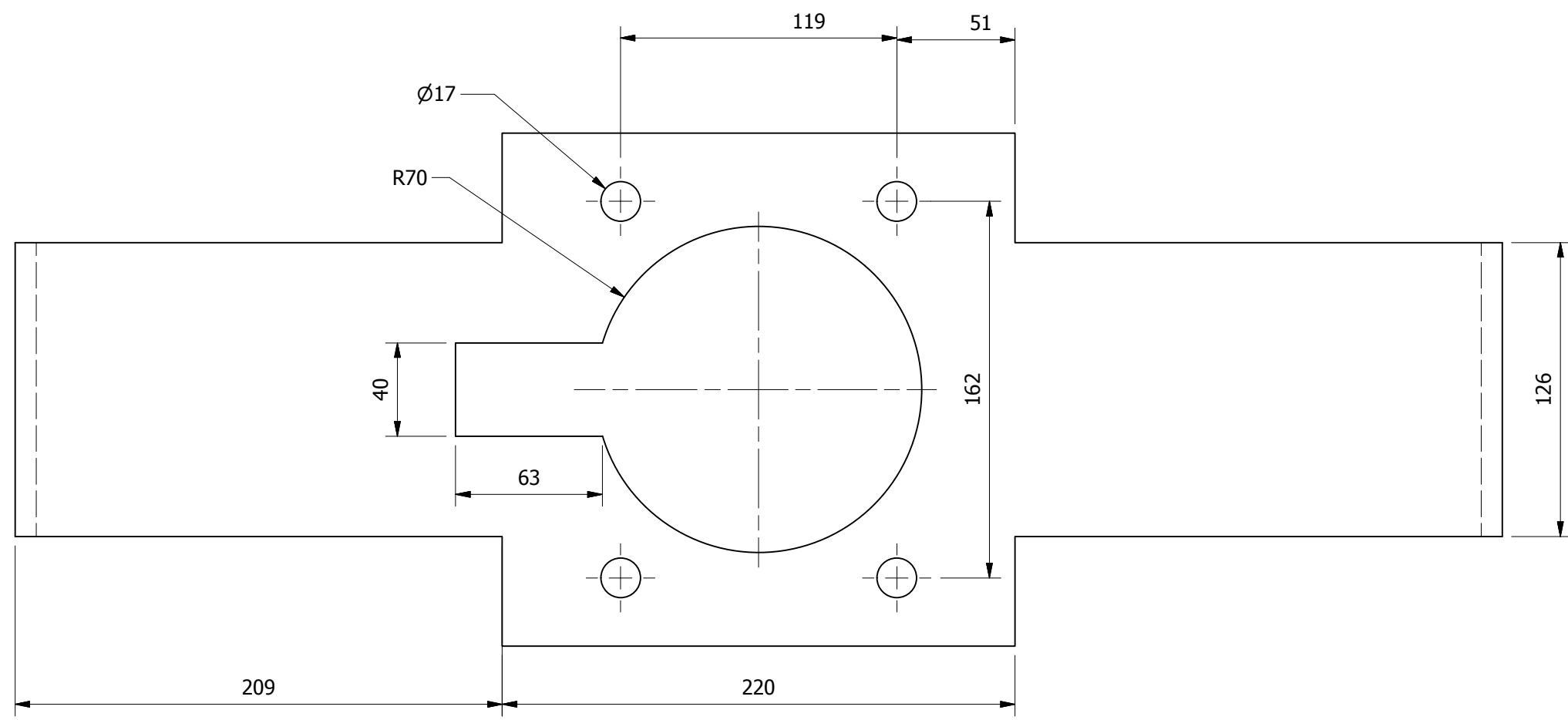


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	185 x 80 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
APOYOS DE PLACA BASE PARA CHUMACERA	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.02.04
		Tol. Gral:	± 1

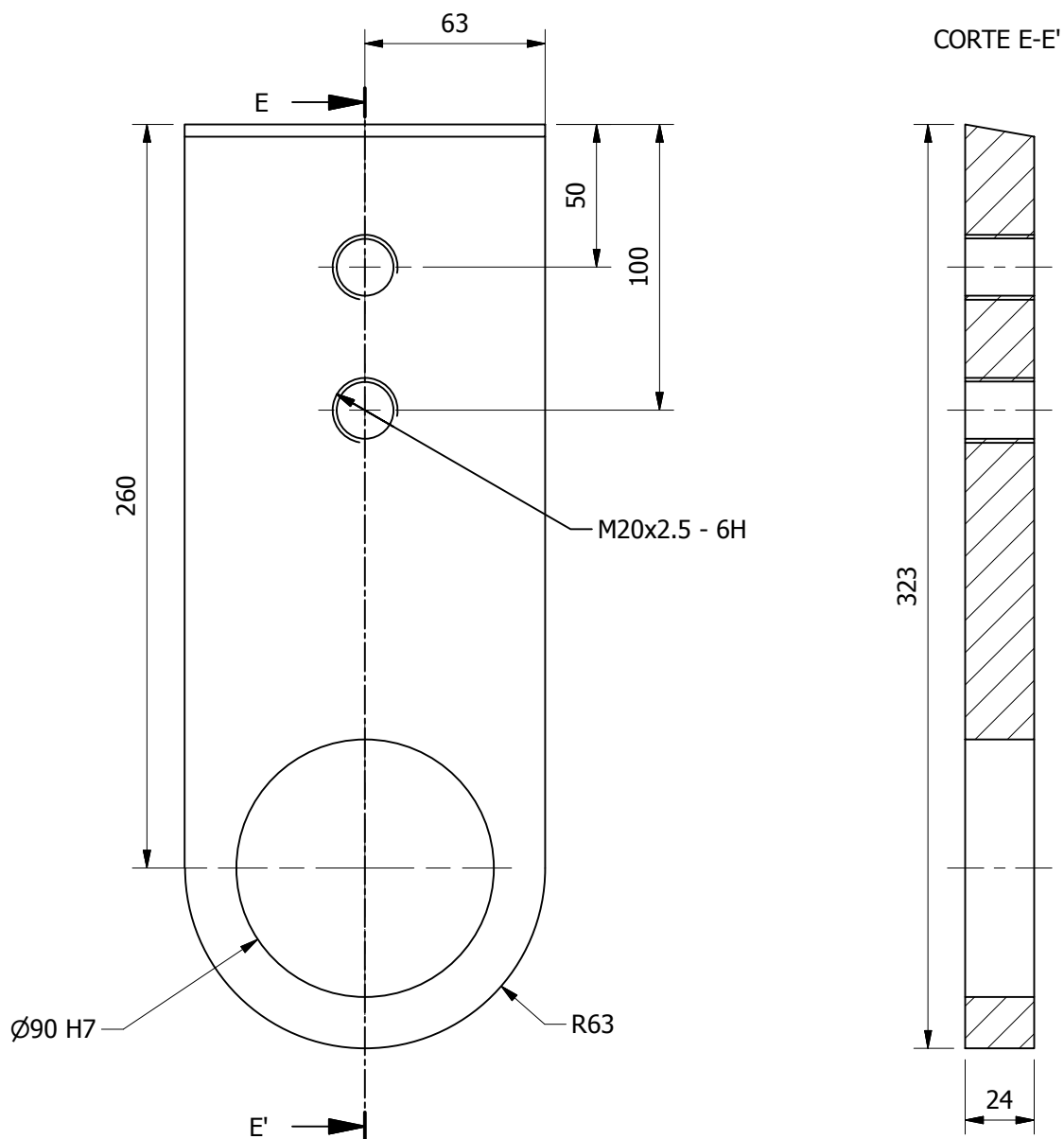




Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	2400 x 1200 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA FRONTAL DE BANCADA SUPERIOR	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.03.01	Tol. Gral: ± 1	

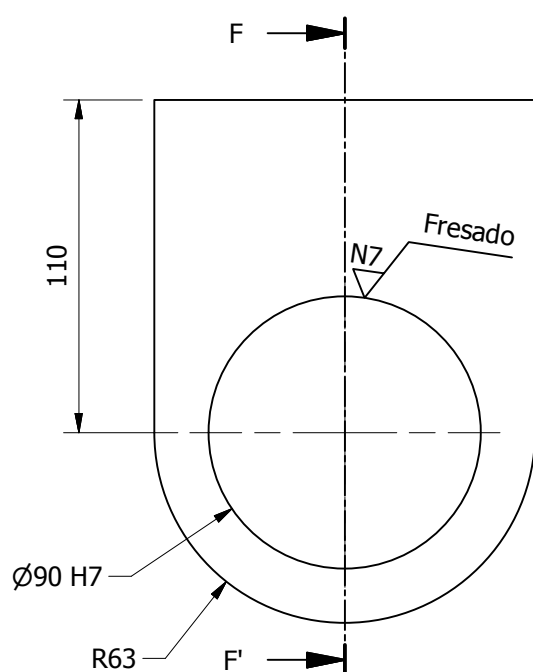


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :	
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	620 X 220 mm	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015
PLACA SUPERIOR		Escala: 1:2,5	Código: 10.8921381.01.03.02	Tol. Gral: ± 1

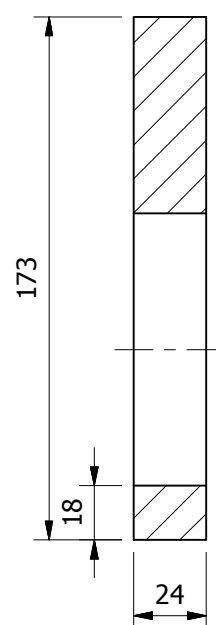


$\varnothing 90$	H7
+	90,035 90,000

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	2400 x 1200 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
OREJA EXTERIOR	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.03.03	Tol. Gral:	± 1

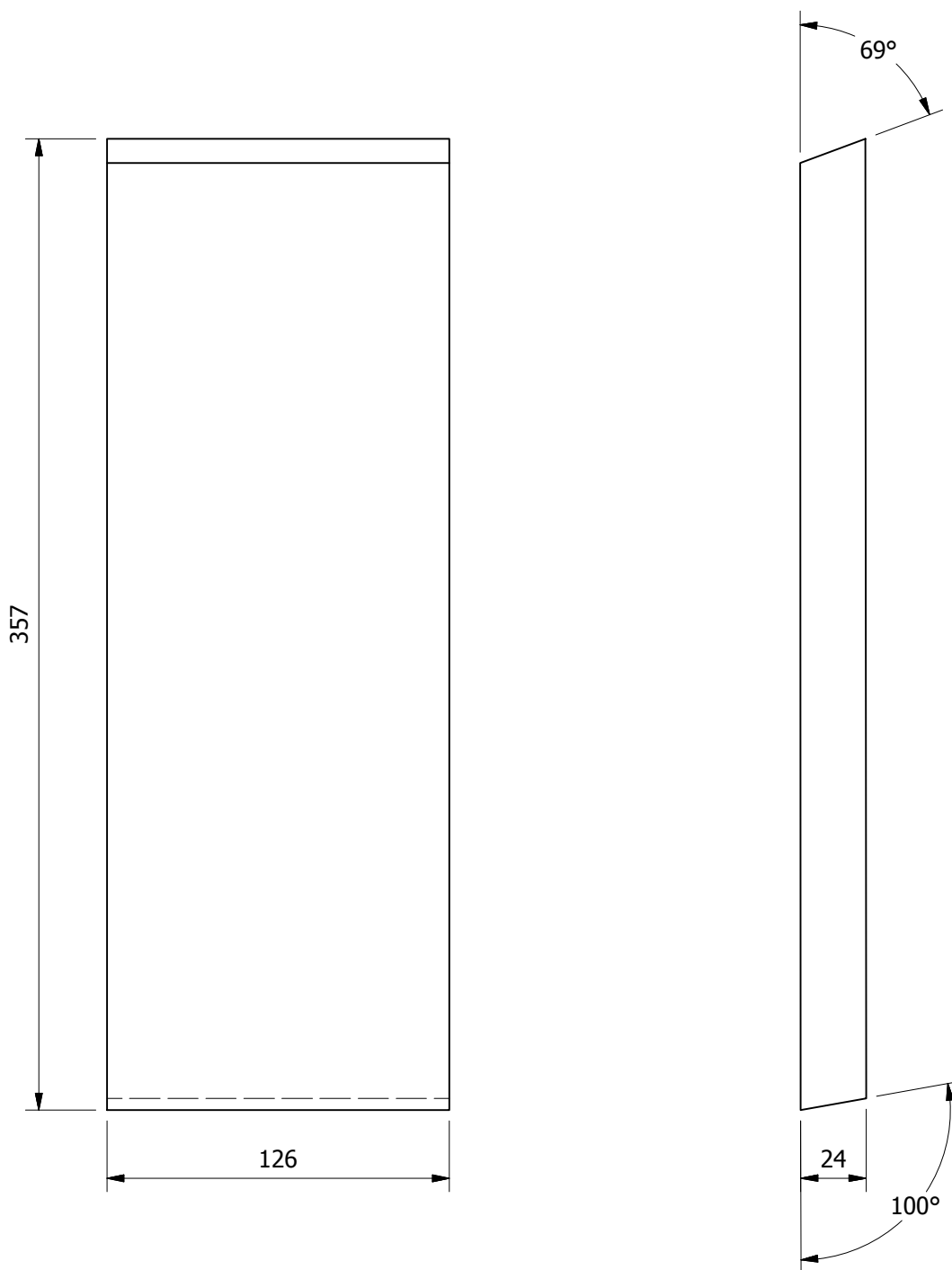


CORTE F-F'

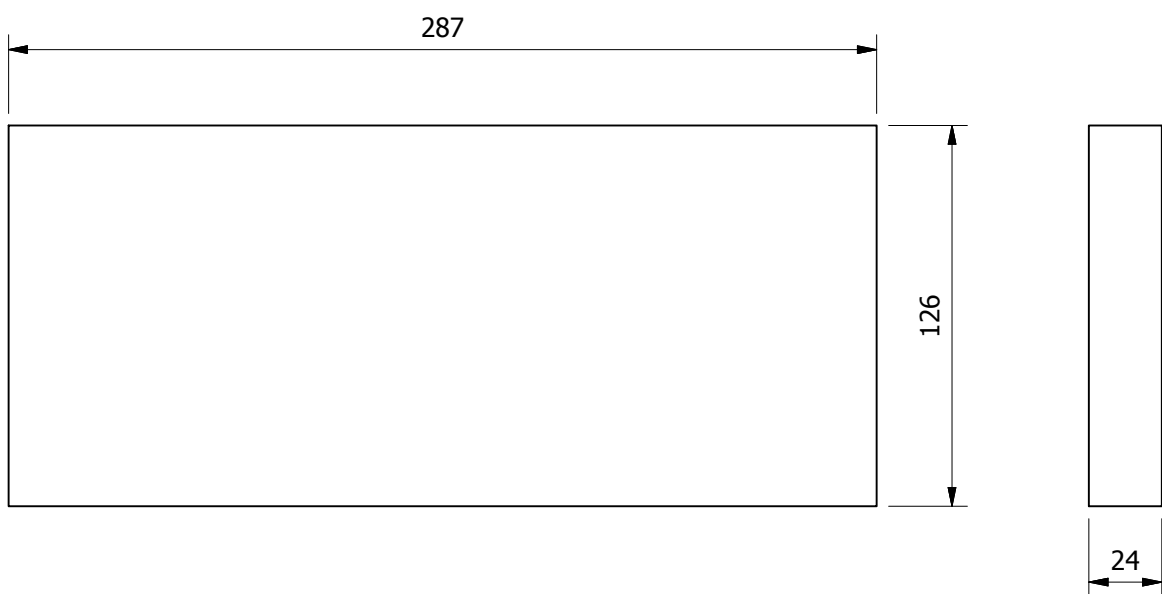


Ø 90	H7
+	90,035 90,000

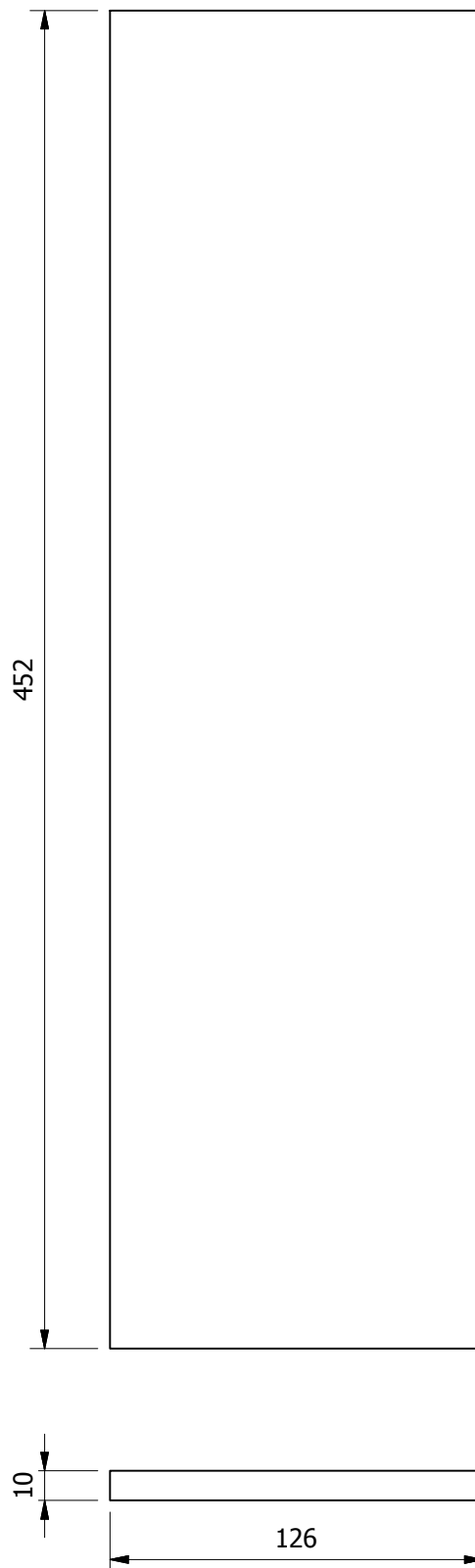
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	2400 x 1200 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
OREJA INTERNA	Escala: 1 : 2,5	Código:	10.8921381.01.03.04	Tol. Gral: ± 1	



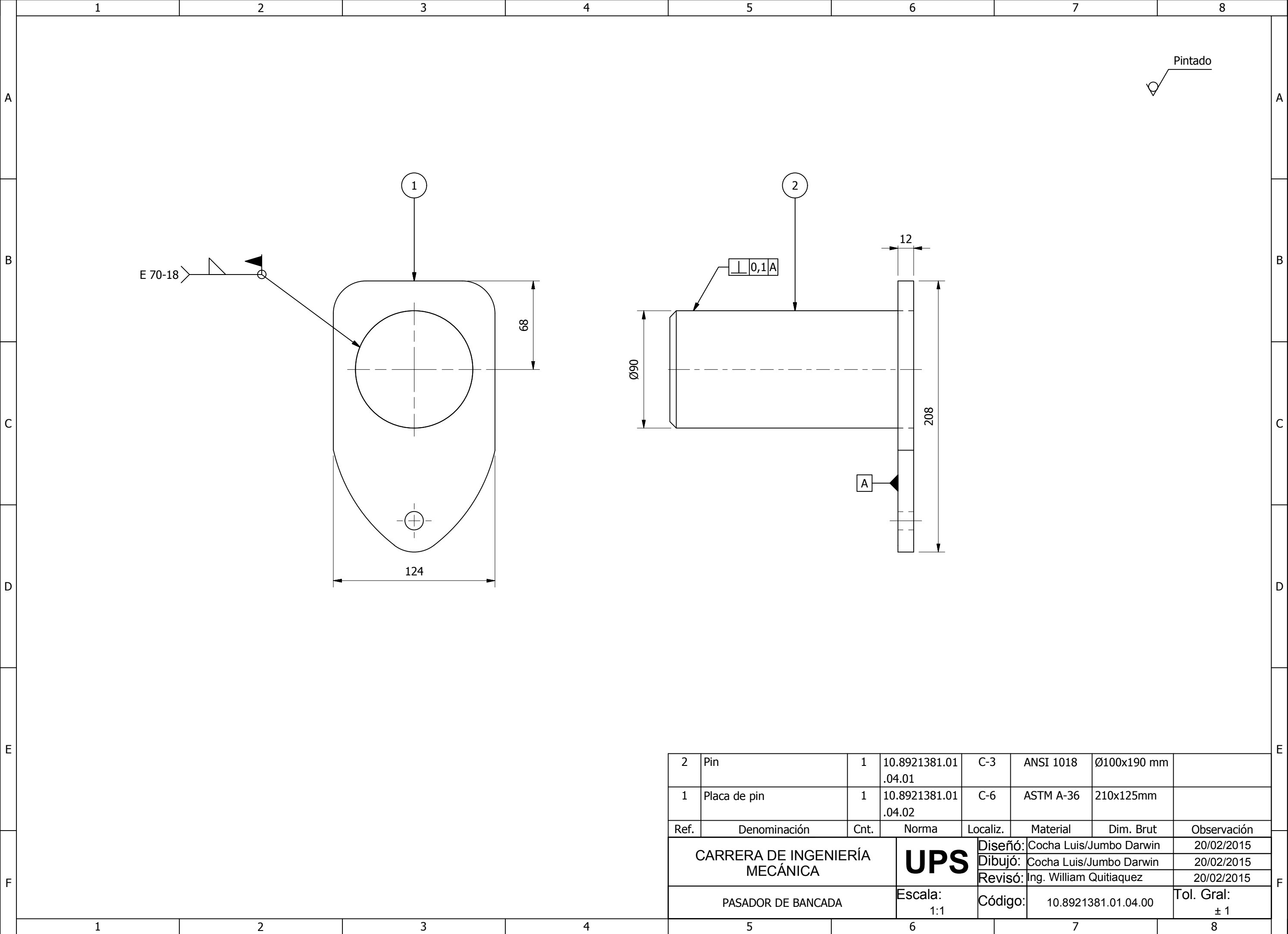
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	2400 x1200 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA LATERAL	Escala: 1 : 2,5	Código:	10.8921381.01.03.05	Tol. Gral: ± 1	



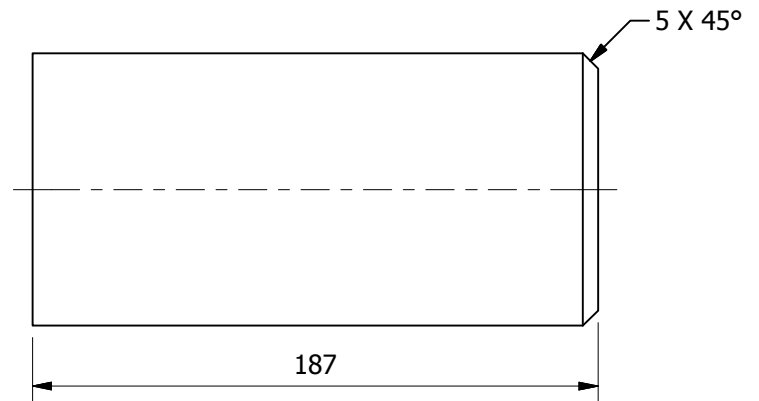
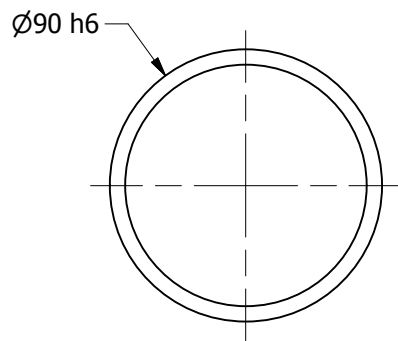
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	2400 x 1200 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
PLACA INFERIOR	Escala: 1 : 2,5	Código:	10.8921381.01.03.06
			Tol. Gral: ± 1



Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	452 x 126 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
Tapa	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.03.07 Tol. Gral: ± 1

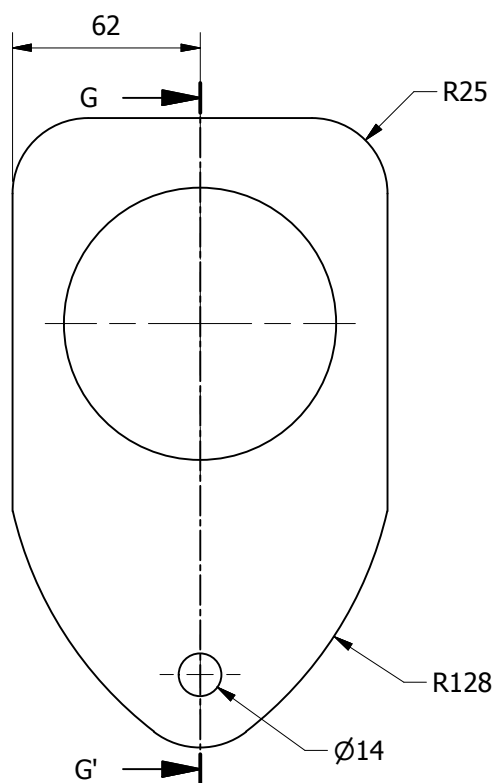


2	Pin	1	10.8921381.01 .04.01	C-3	ANSI 1018	Ø100x190 mm	
1	Placa de pin	1	10.8921381.01 .04.02	C-6	ASTM A-36	210x125mm	
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brut	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseño:	Cocha Luis/Jumbo Darwin	20/02/2015	
				Dibujó:	Cocha Luis/Jumbo Darwin	20/02/2015	
				Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PASADOR DE BANCADA			Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.04.00	Tol. Gral: ± 1	



Ø 90	h6
-	90,000 90,022

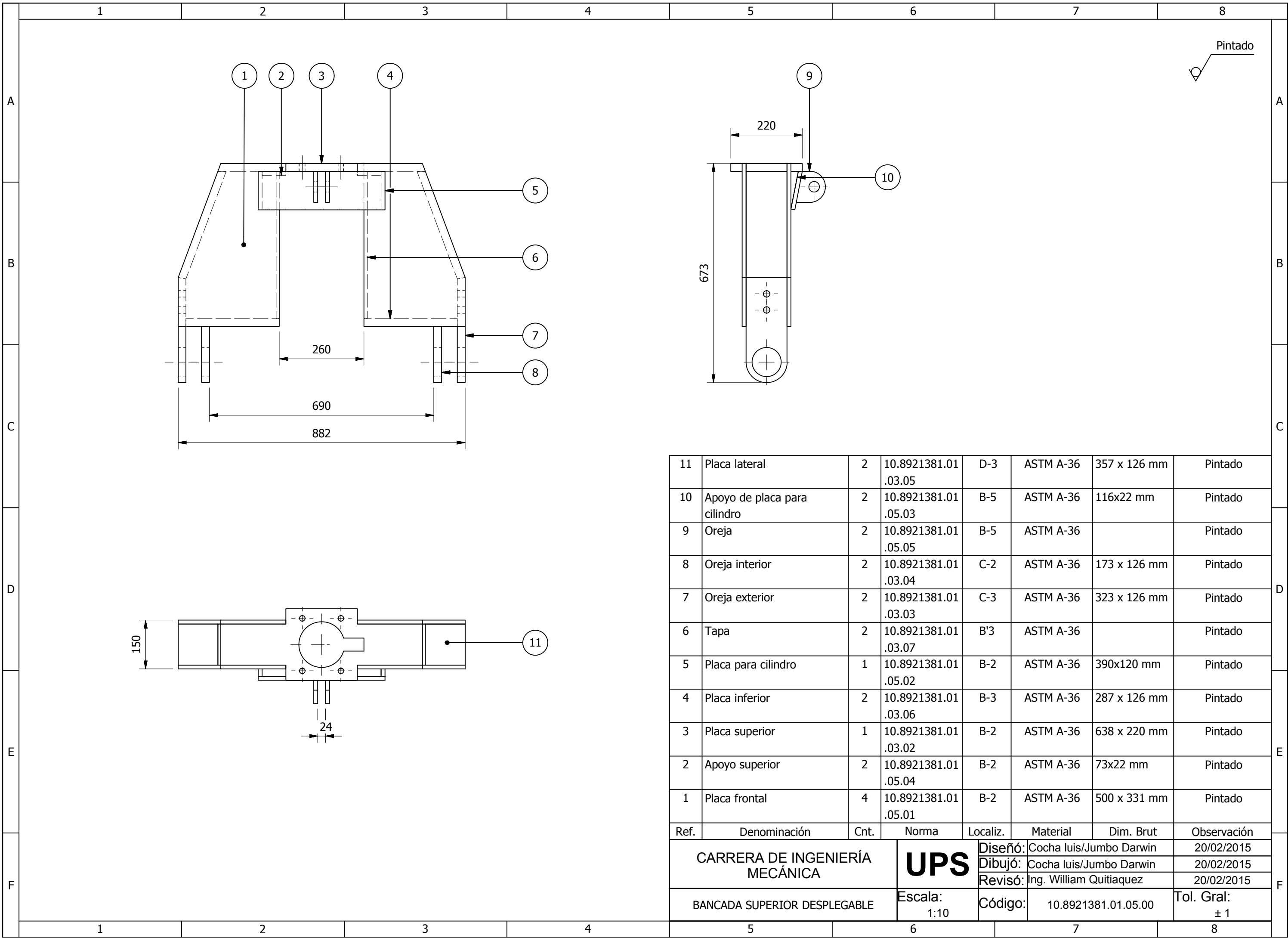
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1018	Dim. Brutas :	Ø 100 X 190 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PIN DE PASADOR	Escala: 1 : 2,5	Código:	10.8921381.01.04.01	Tol. Gral: ± 0,1	

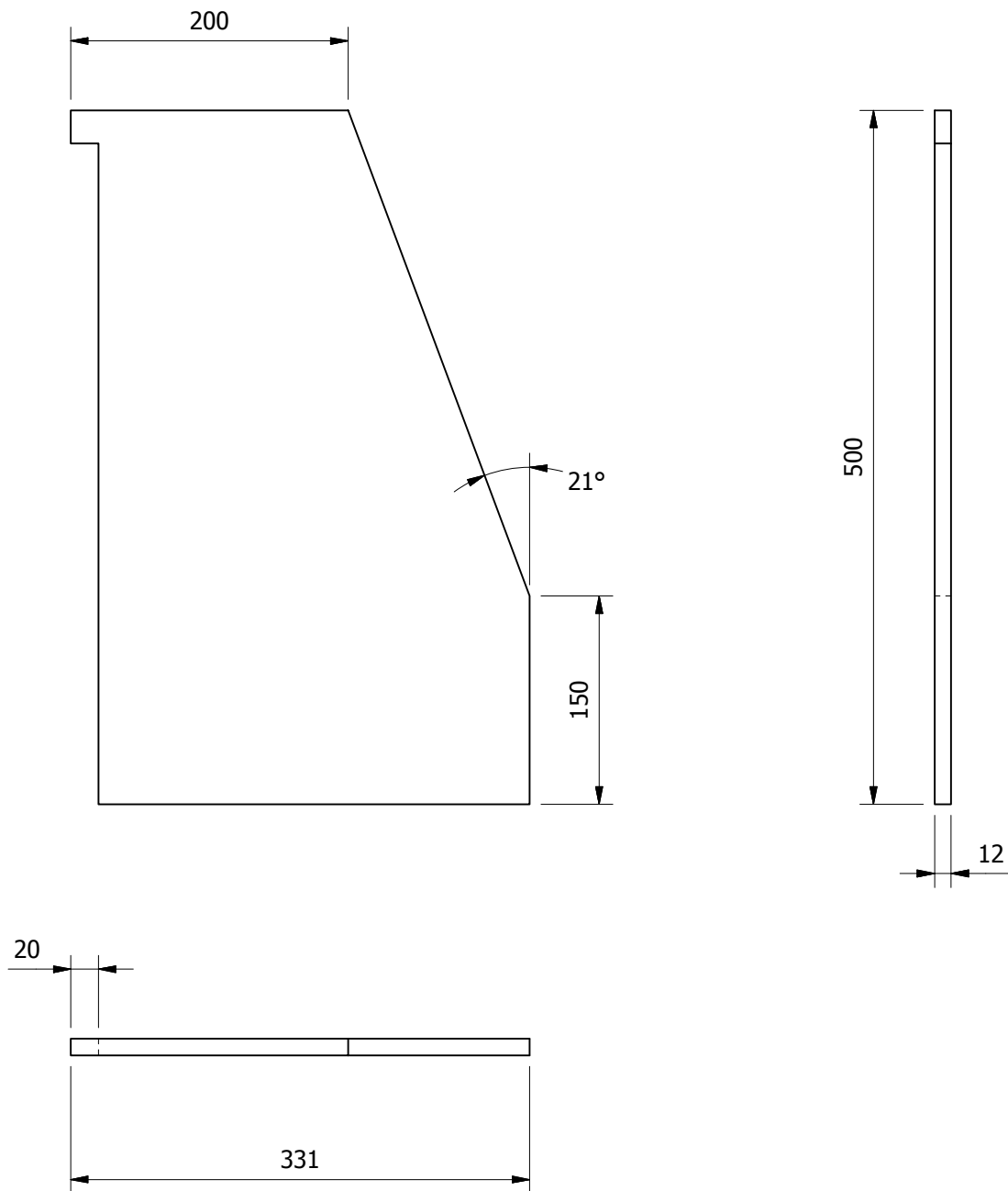


CORTE G-G'

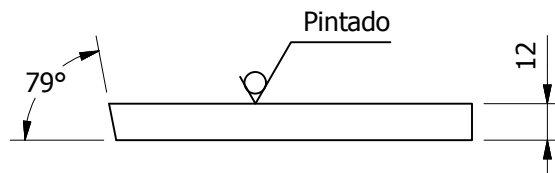
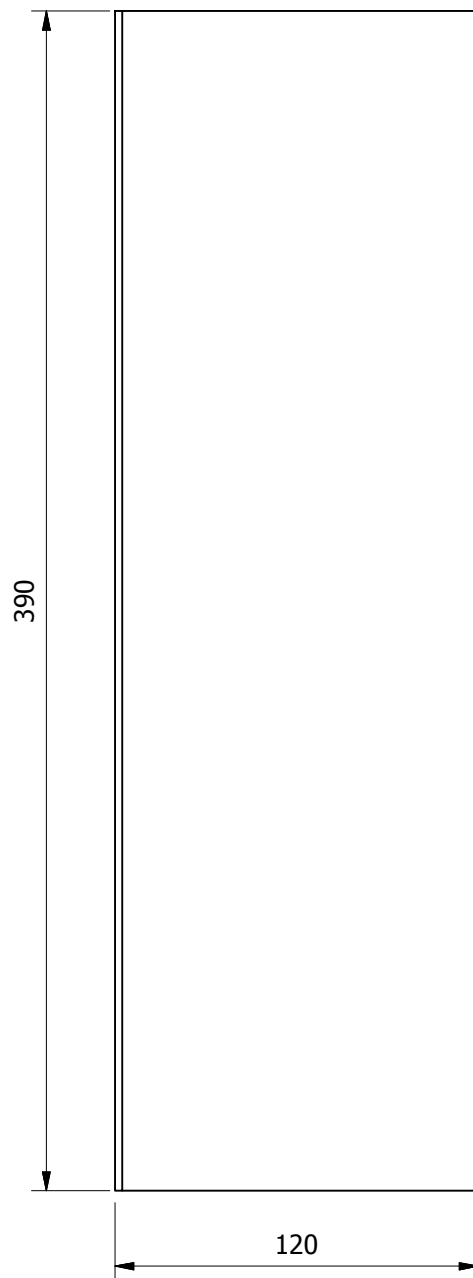
Ø 90	H7
+	90,035 90,000

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	210 x 125 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA DE PASADOR	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.04.02	Tol. Gral: ± 1	

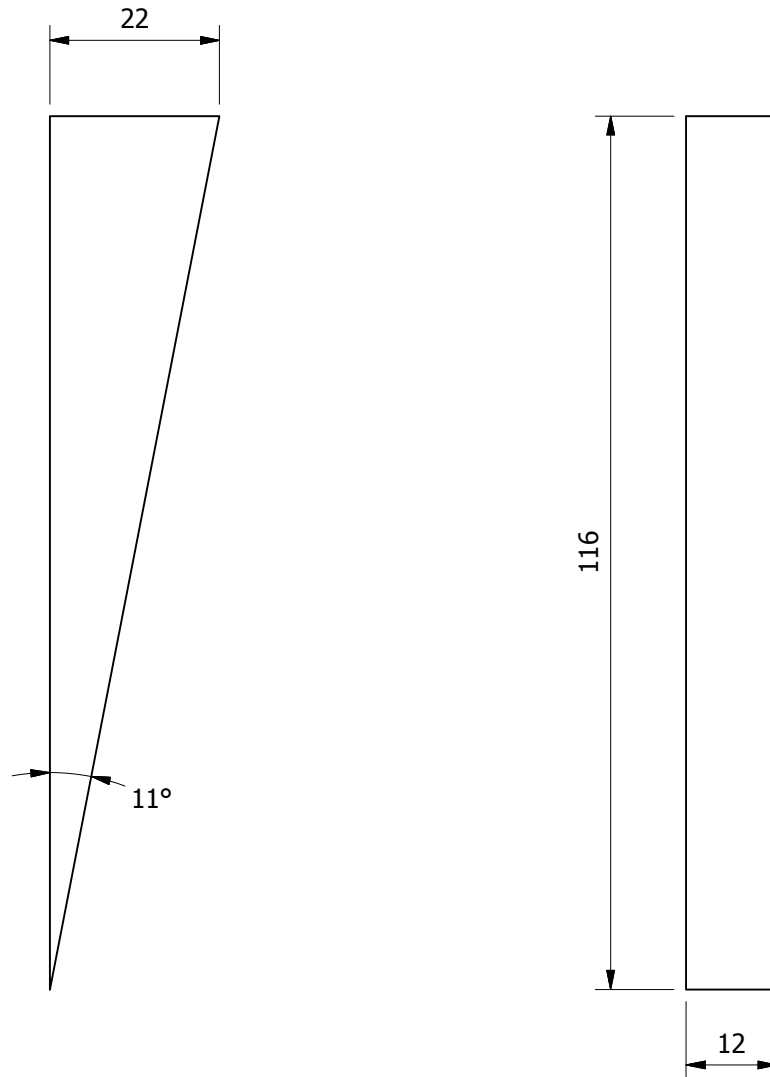




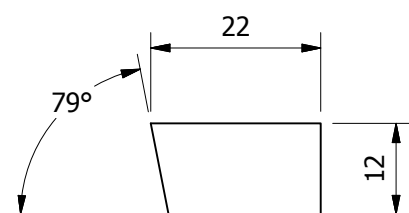
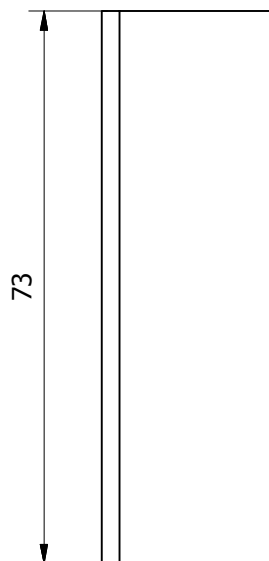
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	500x331 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA FRONTAL DE BANCADA SUPERIOR PLEGABLE	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.05.01	Tol. Gral: ± 1	



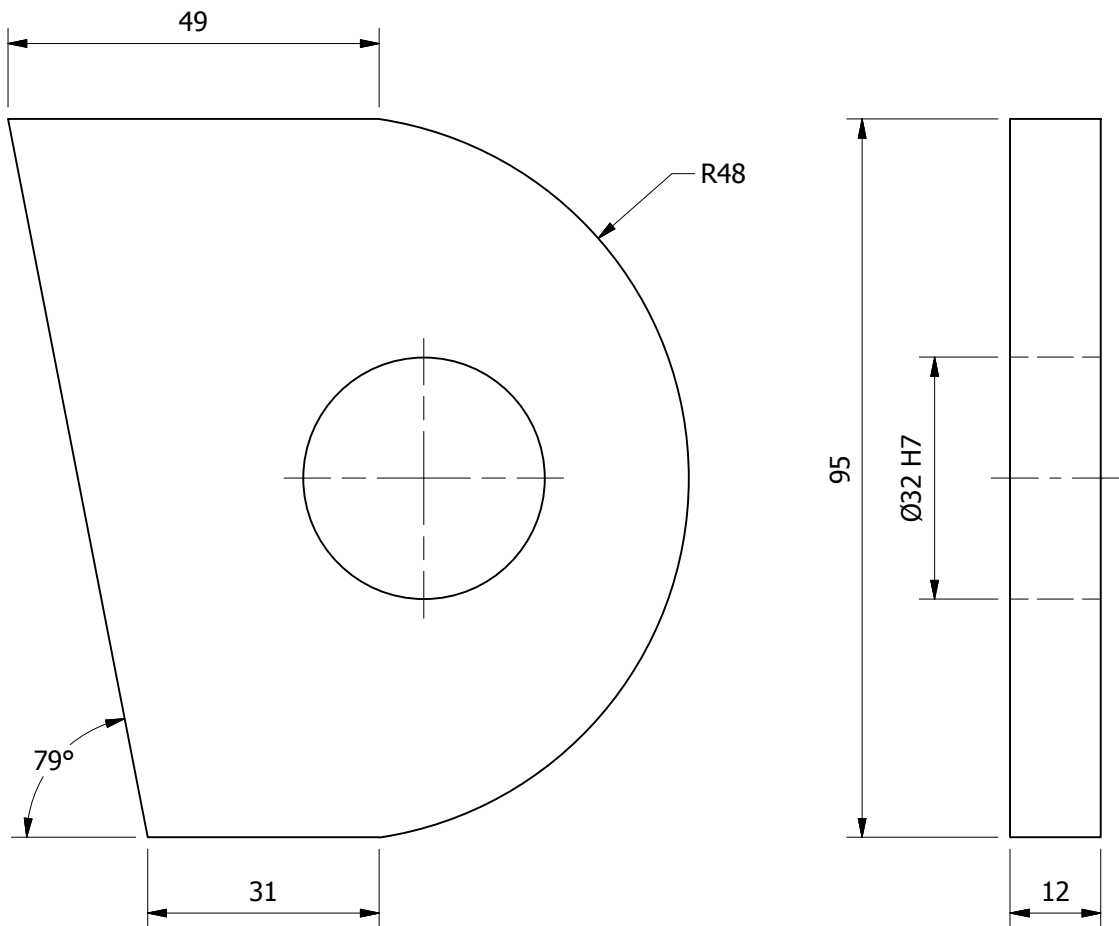
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	390x120 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA APOYO DE OREJAS	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.05.02	Tol. Gral: ± 1	



Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	116x22 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
APOYO DE PLACA PARA OREJAS	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.05.03 Tol. Gral: ± 1

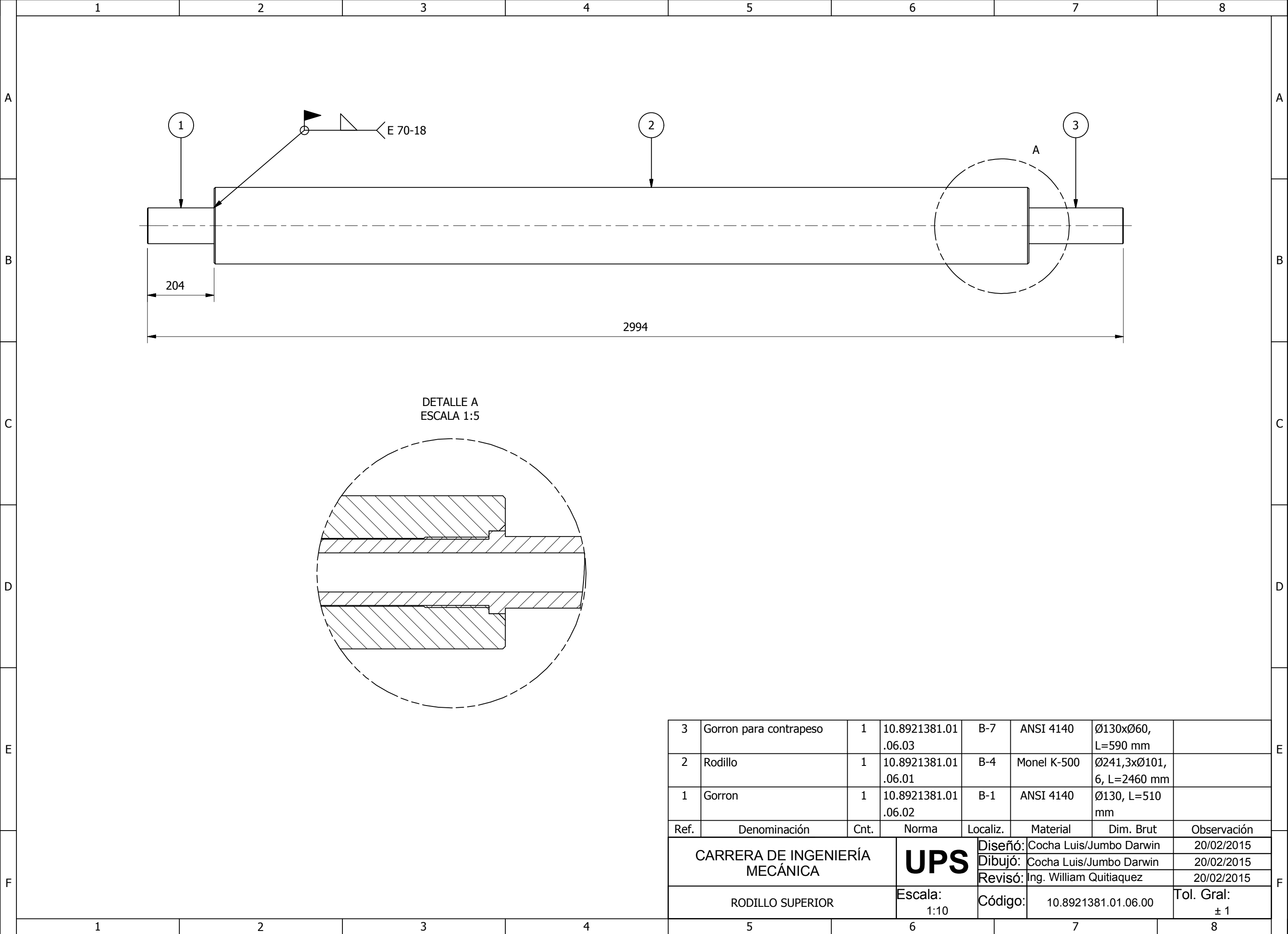


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	73x22 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
APOYO SUPERIOR	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.05.04
			Tol. Gral: ± 1

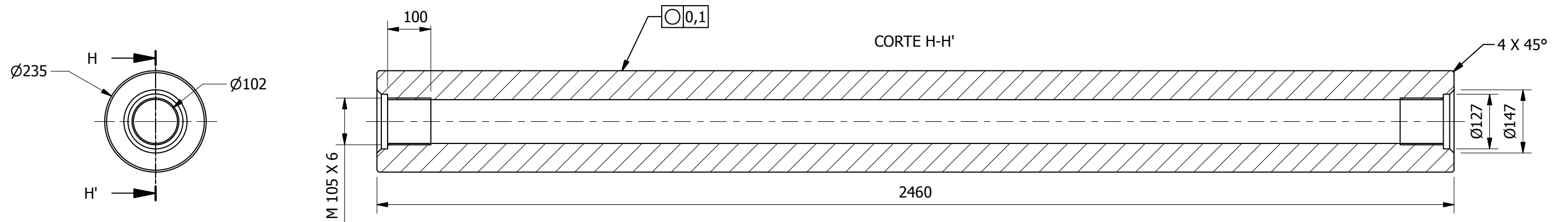


Ø 32	H7
+	32,025
	32,000

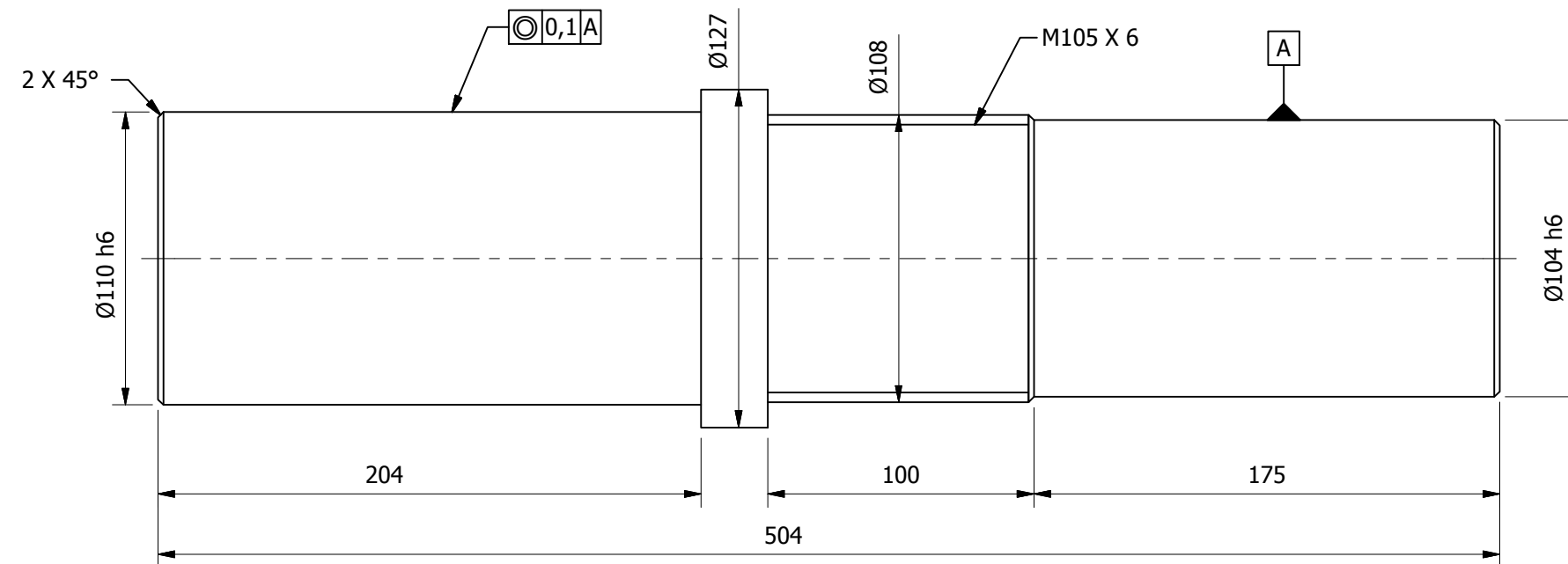
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	95x90 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
OREJA	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.05.05	Tol. Gral: ± 1	



3	Gorron para contrapeso	1	10.8921381.01 .06.03	B-7	ANSI 4140	Ø130xØ60, L=590 mm	
2	Rodillo	1	10.8921381.01 .06.01	B-4	Monel K-500	Ø241,3xØ101, 6, L=2460 mm	
1	Gorron	1	10.8921381.01 .06.02	B-1	ANSI 4140	Ø130, L=510 mm	
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brut	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS		Diseño:	Cocha Luis/Jumbo Darwin	20/02/2015
					Dibujó:	Cocha Luis/Jumbo Darwin	20/02/2015
					Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015
RODILLO SUPERIOR			Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.06.00	Tol. Gral: ± 1	



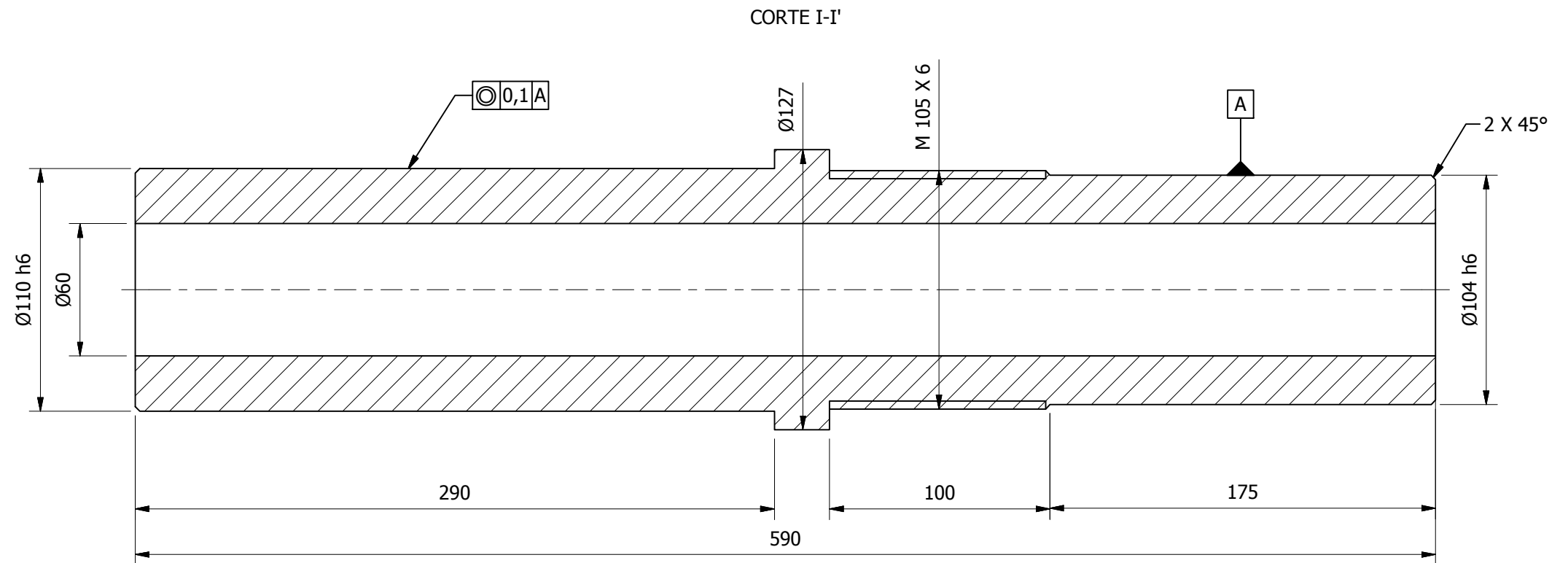
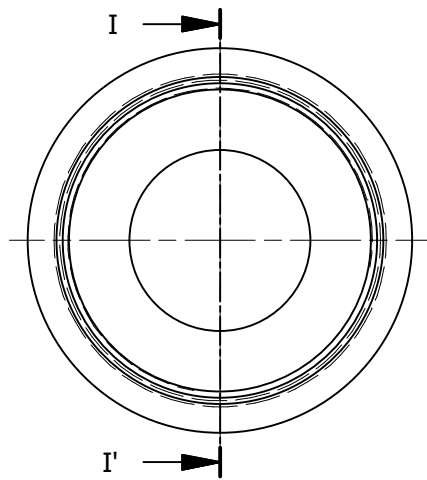
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Monel K500	Dim. Brutas :	$\varnothing 241,3 \times \varnothing 101,6, L=2460$
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
RODILLO	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.06.01	Tol. Gral: ± 0.1	



Ø 110	h6
-	110,000 110,022
Ø 104	h6
-	104,000 104,022

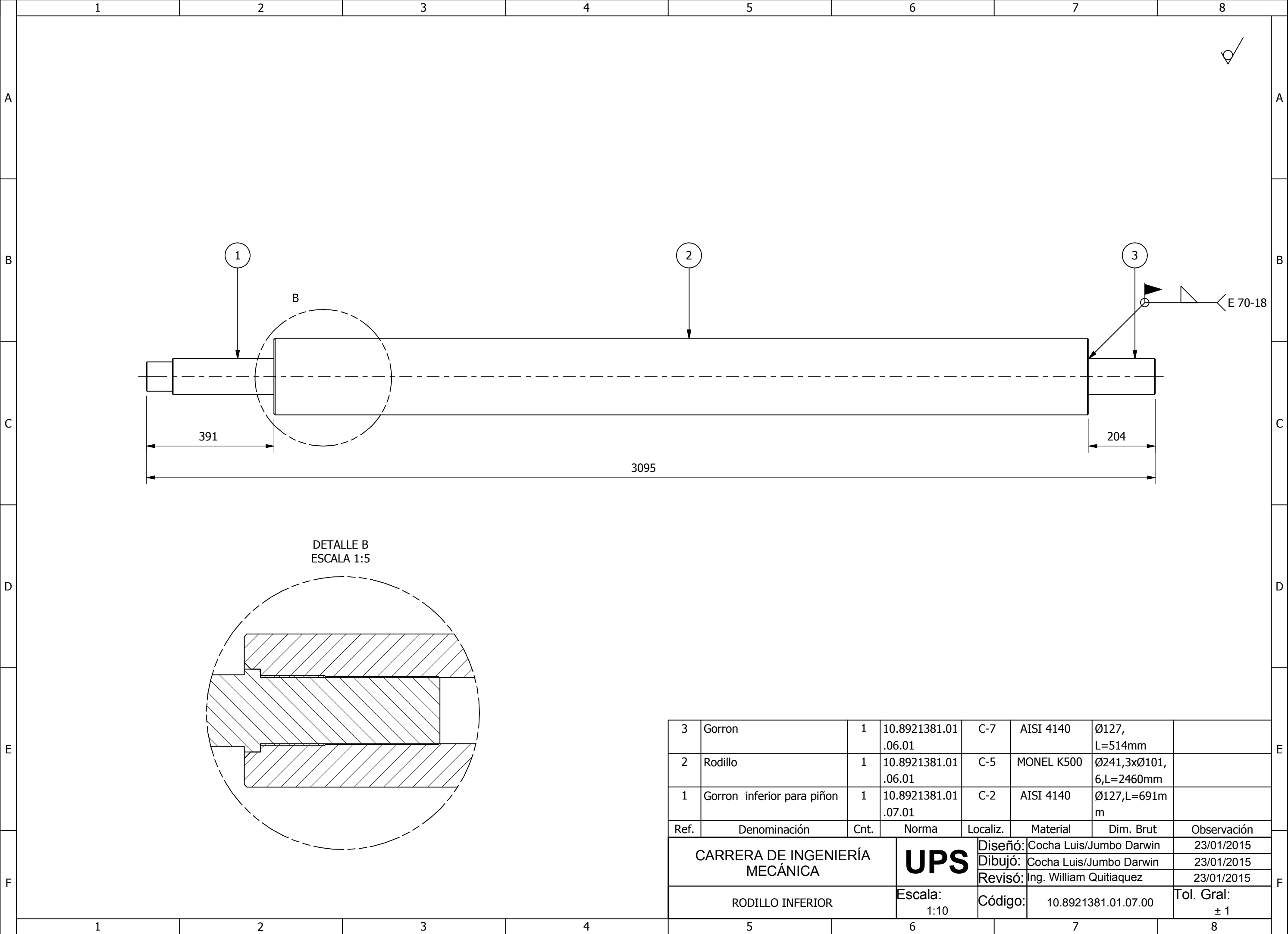
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :	
Recubrimiento :	N/A	ANSI 4140	Ø 127 x 504mm	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015
GORRON SUPERIOR		Escala: 1:2,5	Código: 10.8921381.01.06.02	Tol. Gral: ± 0,1

UPS

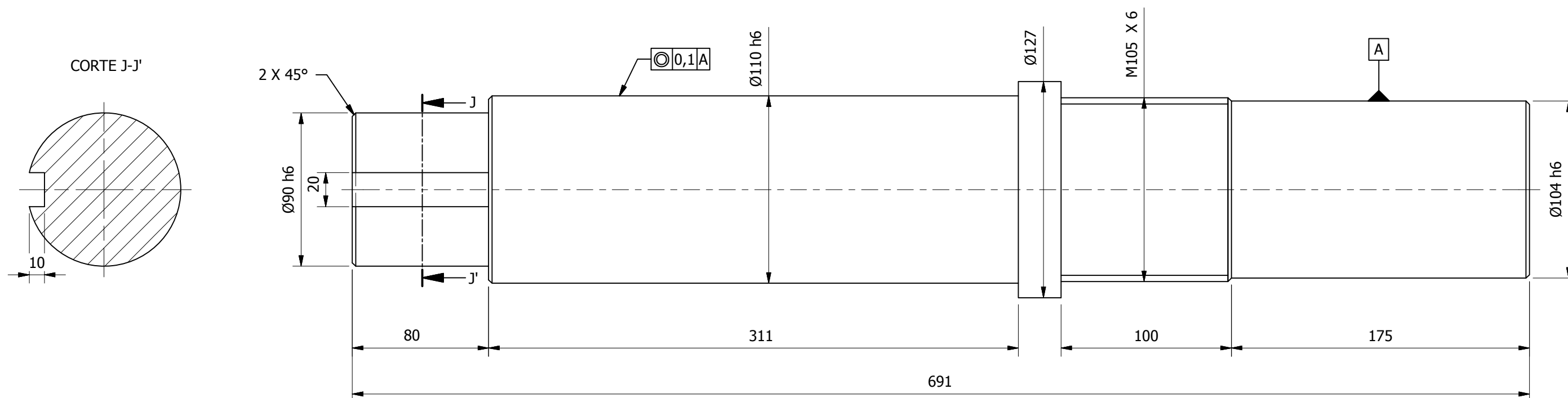


$\varnothing 110$	h6
-	110,000 110,022
$\varnothing 104$	h6
-	104,000 104,022

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 4140	Dim. Brutas :	$\varnothing 127$ x $\varnothing 60$ x 590 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
GORRON PARA CONTRAPESO	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.06.03	Tol. Gral: ± 1	

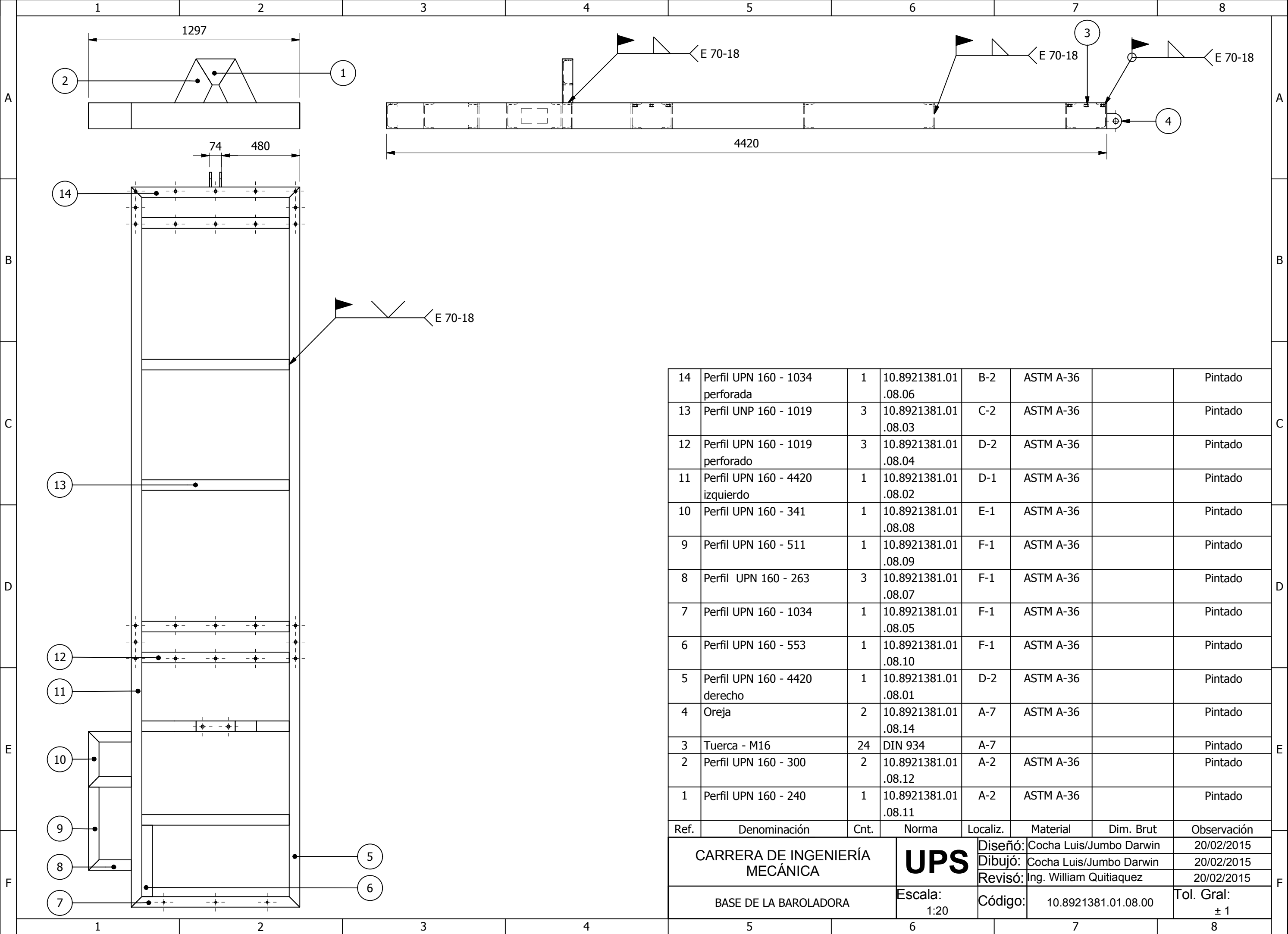


3	Gorron	1	10.8921381.01 .06.01	C-7	AISI 4140	Ø127, L=514mm	
2	Rodillo	1	10.8921381.01 .06.01	C-5	MONEL K500	Ø241,3xØ101, 6,L=2460mm	
1	Gorron inferior para piñon	1	10.8921381.01 .07.01	C-2	AISI 4140	Ø127,L=691m m	
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brut	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseño:	Cocha Luis/Jumbo Darwin		23/01/2015
				Dibujó:	Cocha Luis/Jumbo Darwin		23/01/2015
				Revisó:	Ing. William Quitiaquez		23/01/2015
RODILLO INFERIOR			Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.07.00		Tol. Gral: ± 1



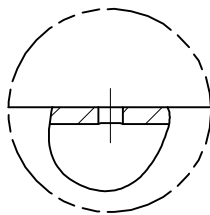
Ø 110	h6
-	110,000
-	110,022
Ø 104	h6
-	104,000
-	104,022
Ø 90	h6
-	90,000
-	90,022

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	AISI 4140	Dim. Brutas :	Ø 130 x 691 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
GORRON INFERIOR PARA PIÑON	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.07.01	Tol. Gral: ± 1	

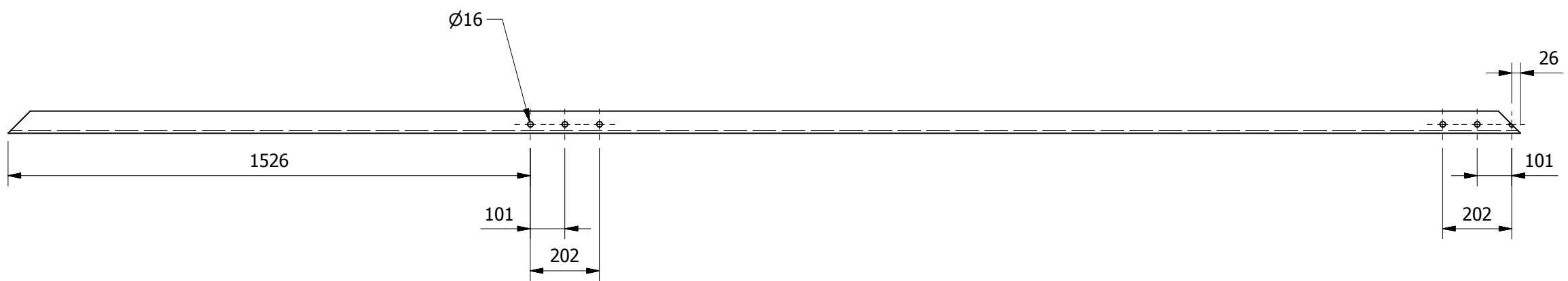
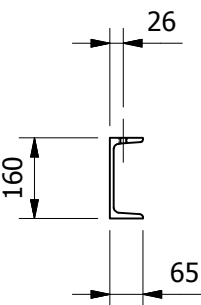
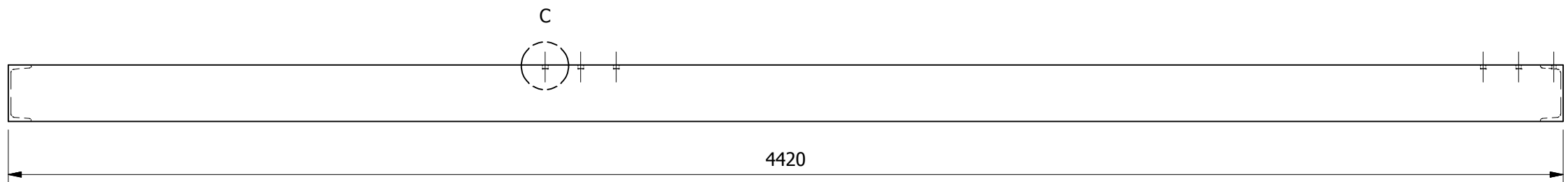


14	Perfil UPN 160 - 1034 perforada	1	10.8921381.01 .08.06	B-2	ASTM A-36		Pintado
13	Perfil UNP 160 - 1019	3	10.8921381.01 .08.03	C-2	ASTM A-36		Pintado
12	Perfil UPN 160 - 1019 perforado	3	10.8921381.01 .08.04	D-2	ASTM A-36		Pintado
11	Perfil UPN 160 - 4420 izquierdo	1	10.8921381.01 .08.02	D-1	ASTM A-36		Pintado
10	Perfil UPN 160 - 341	1	10.8921381.01 .08.08	E-1	ASTM A-36		Pintado
9	Perfil UPN 160 - 511	1	10.8921381.01 .08.09	F-1	ASTM A-36		Pintado
8	Perfil UPN 160 - 263	3	10.8921381.01 .08.07	F-1	ASTM A-36		Pintado
7	Perfil UPN 160 - 1034	1	10.8921381.01 .08.05	F-1	ASTM A-36		Pintado
6	Perfil UPN 160 - 553	1	10.8921381.01 .08.10	F-1	ASTM A-36		Pintado
5	Perfil UPN 160 - 4420 derecho	1	10.8921381.01 .08.01	D-2	ASTM A-36		Pintado
4	Oreja	2	10.8921381.01 .08.14	A-7	ASTM A-36		Pintado
3	Tuerca - M16	24	DIN 934	A-7			Pintado
2	Perfil UPN 160 - 300	2	10.8921381.01 .08.12	A-2	ASTM A-36		Pintado
1	Perfil UPN 160 - 240	1	10.8921381.01 .08.11	A-2	ASTM A-36		Pintado
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brut	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseño:	Cocha Luis/Jumbo Darwin		20/02/2015
				Dibujó:	Cocha Luis/Jumbo Darwin		20/02/2015
				Revisó:	Ing. William Quitiaquez		20/02/2015
BASE DE LA BAROLADORA			Escala: 1:20	Código:	10.8921381.01.08.00		Tol. Gral: ± 1

DETALLE C
ESCALA 1 : 5

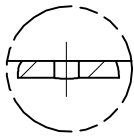


N9

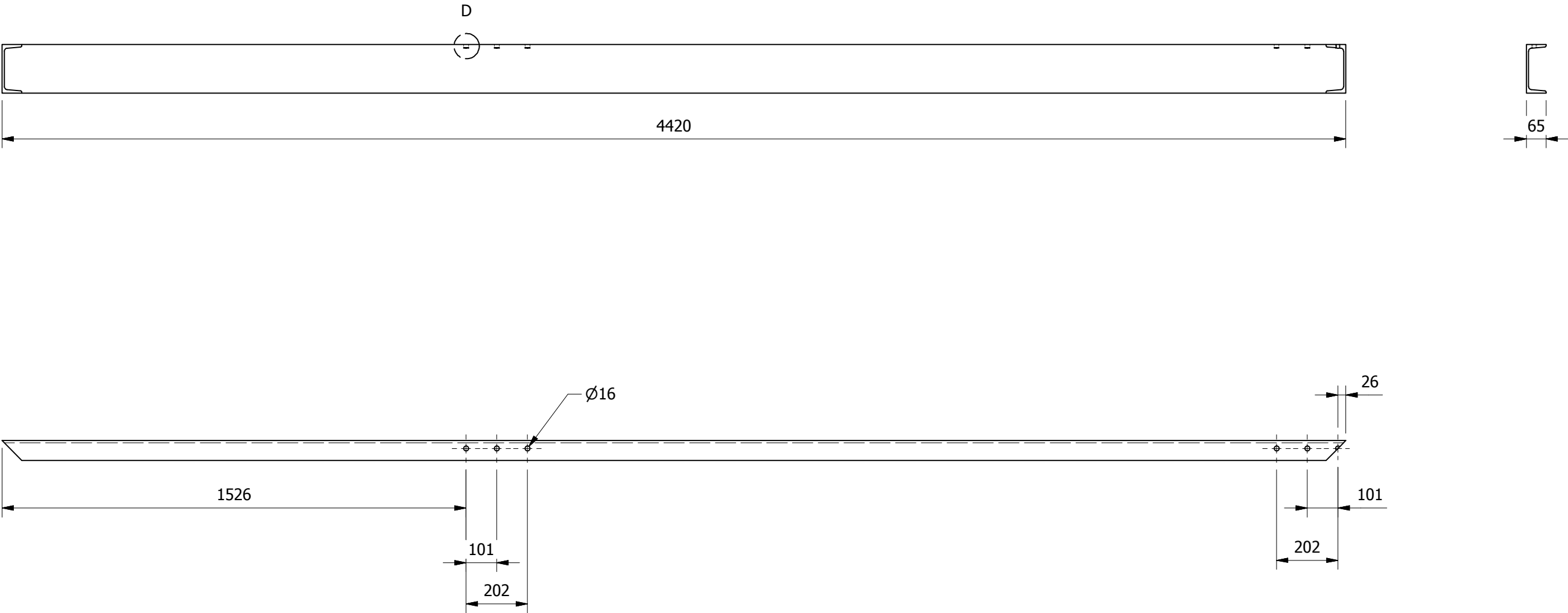


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :	
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	L = 4420	
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015
PERFIL UPN 160 x 4420		Escala: 1:15	Código: 10.8921381.01.08.01	Tol. Gral: ± 1

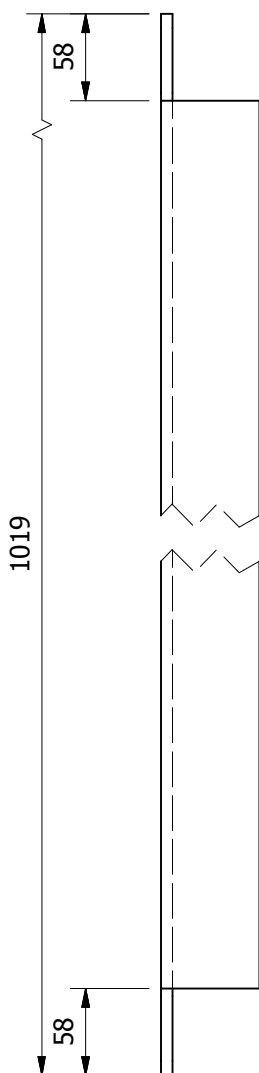
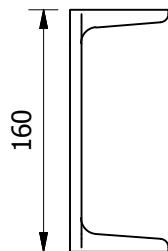
DETALLE D
ESCALA 1 : 5



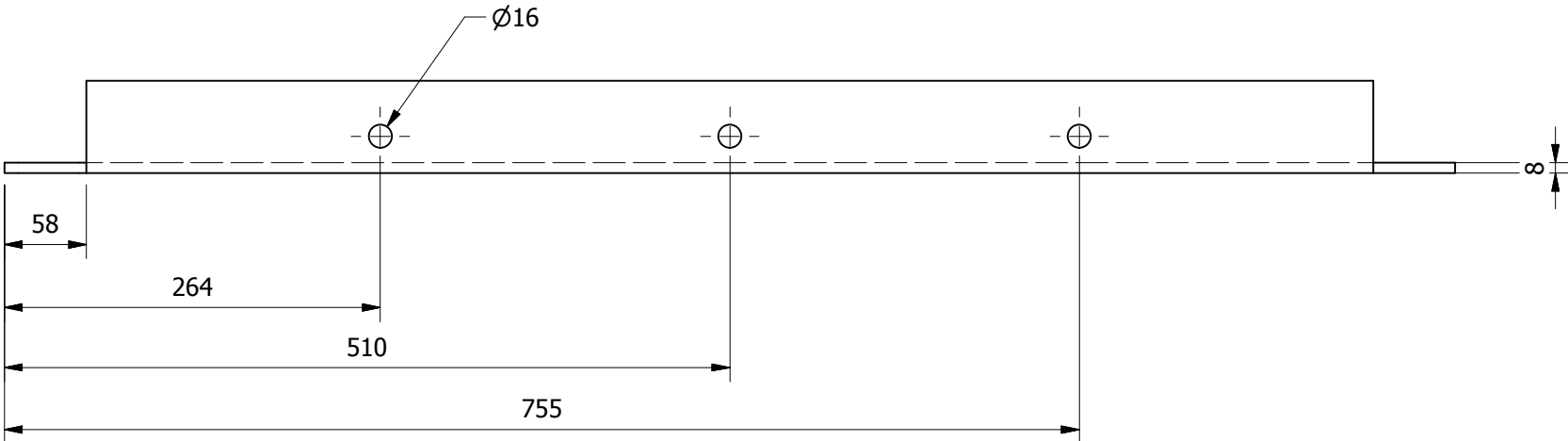
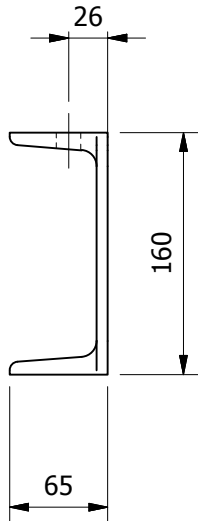
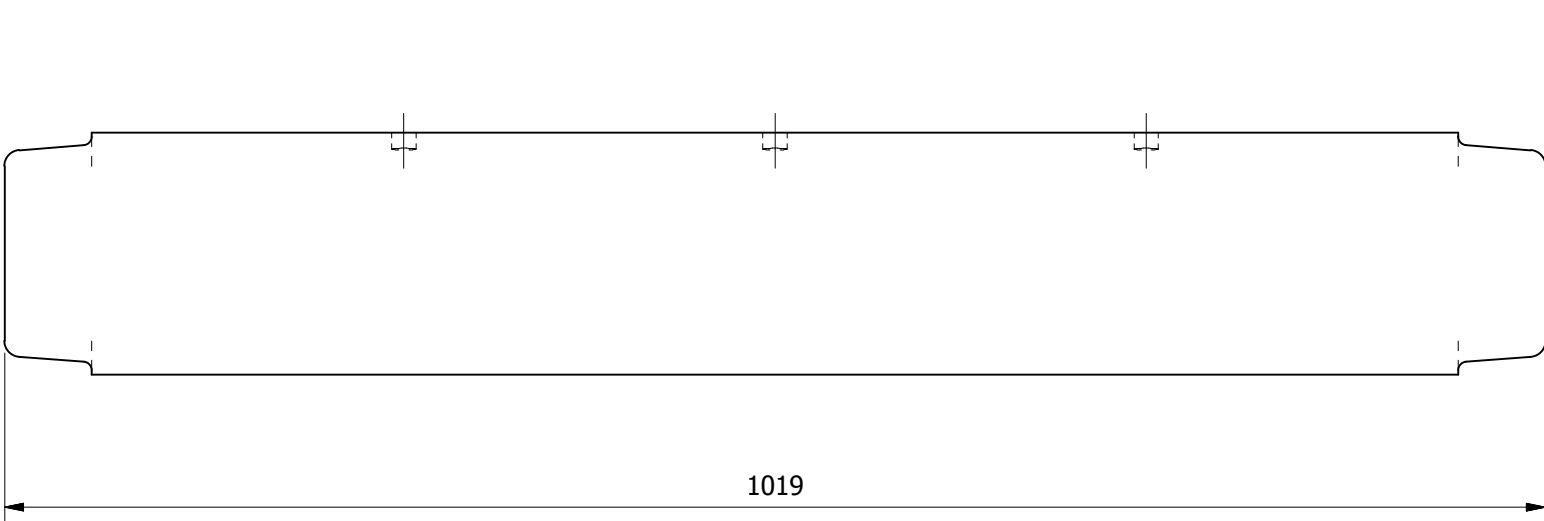
N9



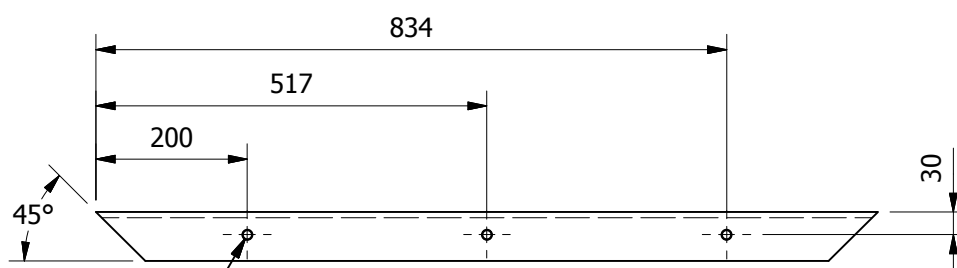
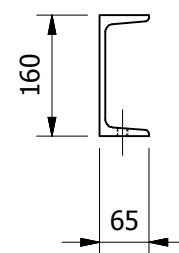
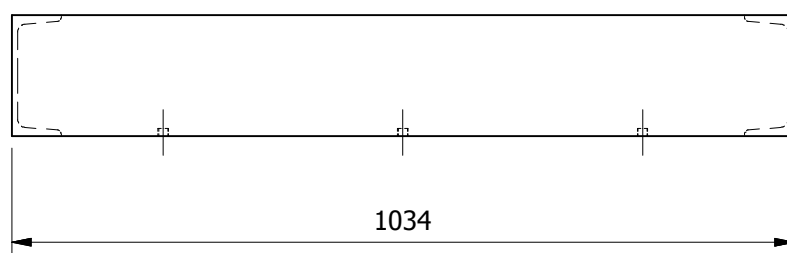
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	L = 4420 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
PERFIL UPN 160 X 4420 IZQUIERDO	Escala: 1:15	Código:	10.8921381.01.08.02
			Tol. Gral: ± 1



Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 1019 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 x 1019	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.08.03	Tol. Gral: ± 1	



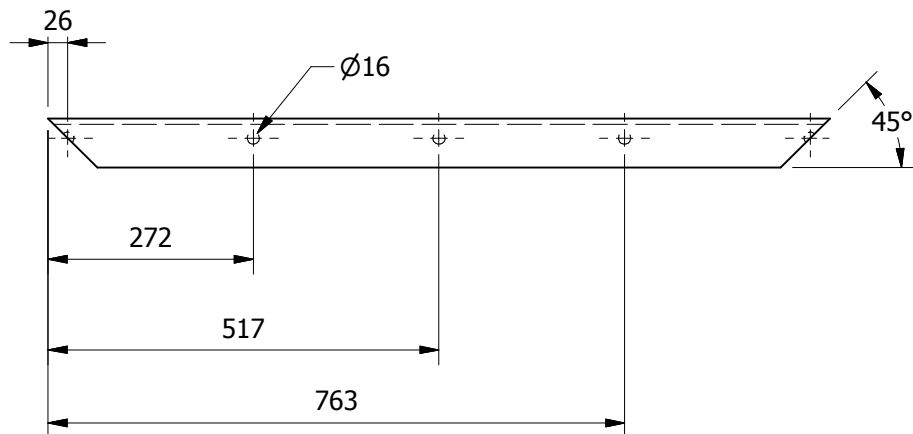
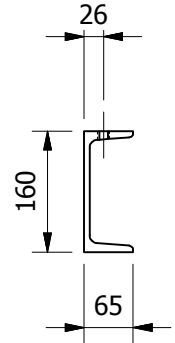
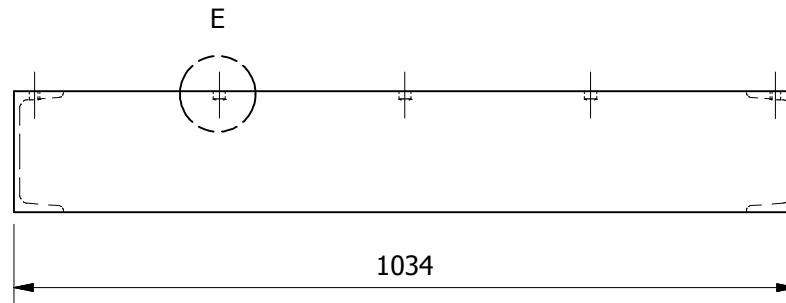
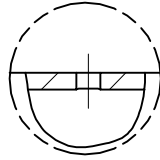
Tratamiento térmico :	N/A	Material : ASTM A-36	Dim. Brutas : L = 1019 mm	
Recubrimiento :	Pintura			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015
PERFIL UPN 160 X 1019 PERFORADO	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.08.04	Tol. Gral: ± 1



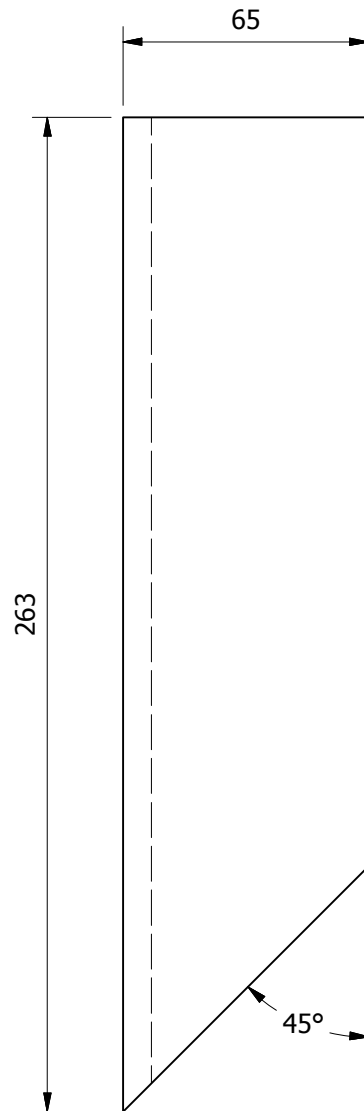
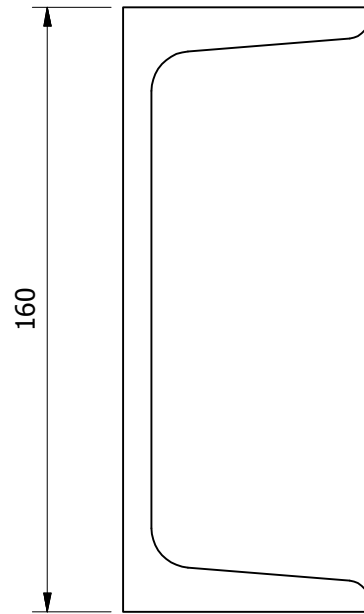
M12x1.75 - 6H

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura			L = 1034 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015
PERFIL UPN 160 X 1034	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.08.05	Tol. Gral: ± 1

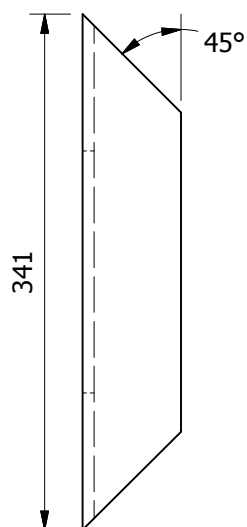
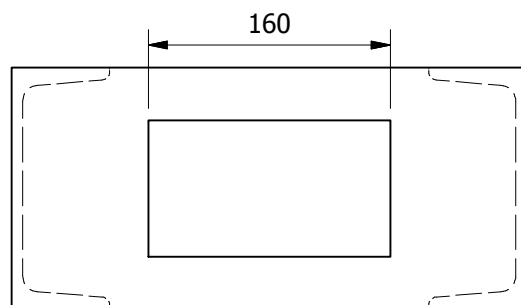
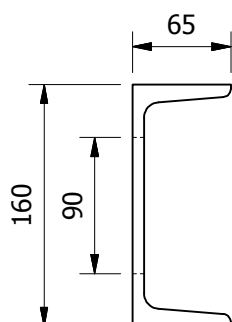
DETALLE E
ESCALA 1:5



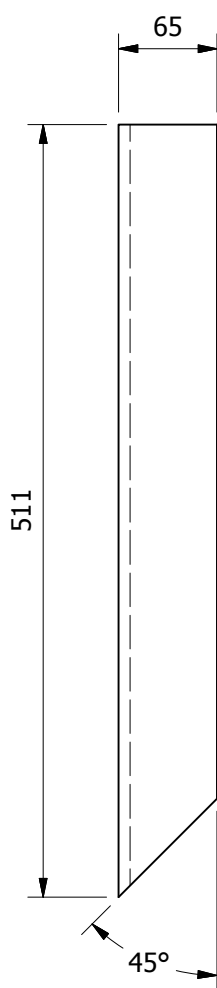
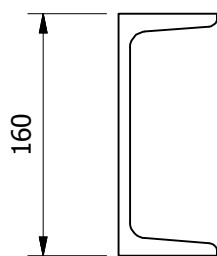
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 1034 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 X 1034 PERFORADA	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.08.06	Tol. Gral: ± 1	



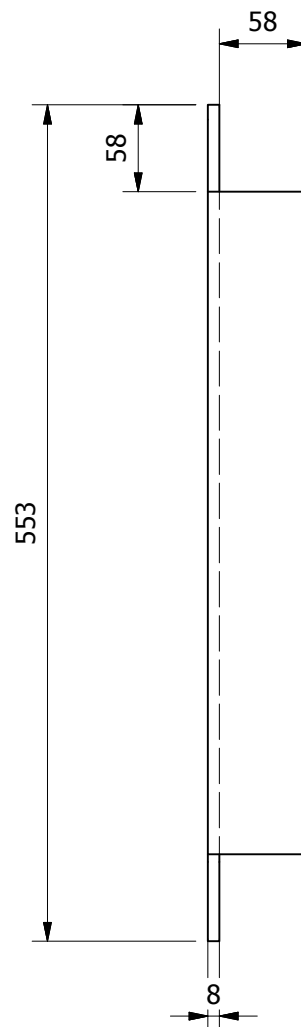
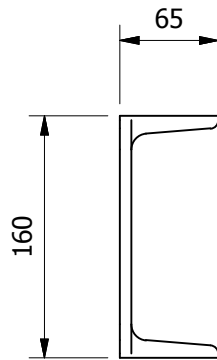
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 263 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 x 263	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.08.07	Tol. Gral:	± 1



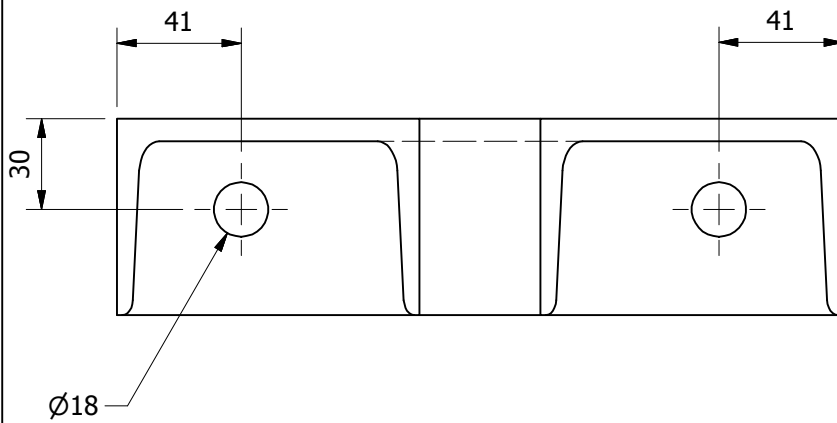
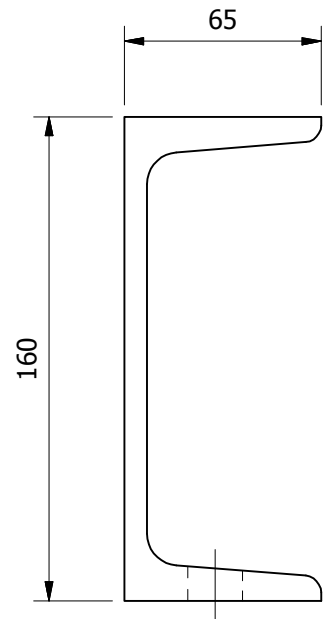
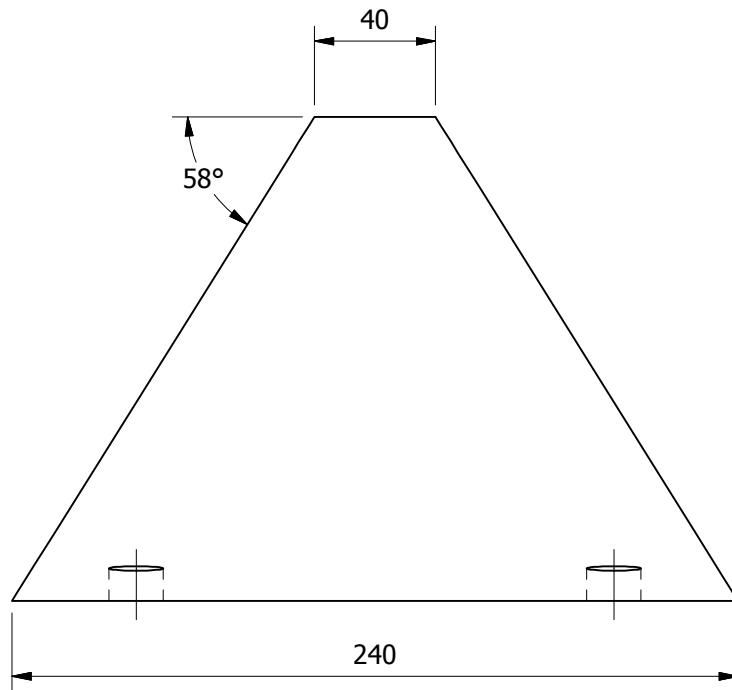
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 341 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 x 341	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.08.08	Tol. Gral:	± 1



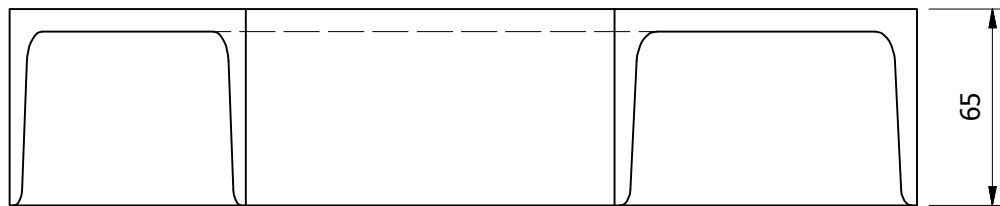
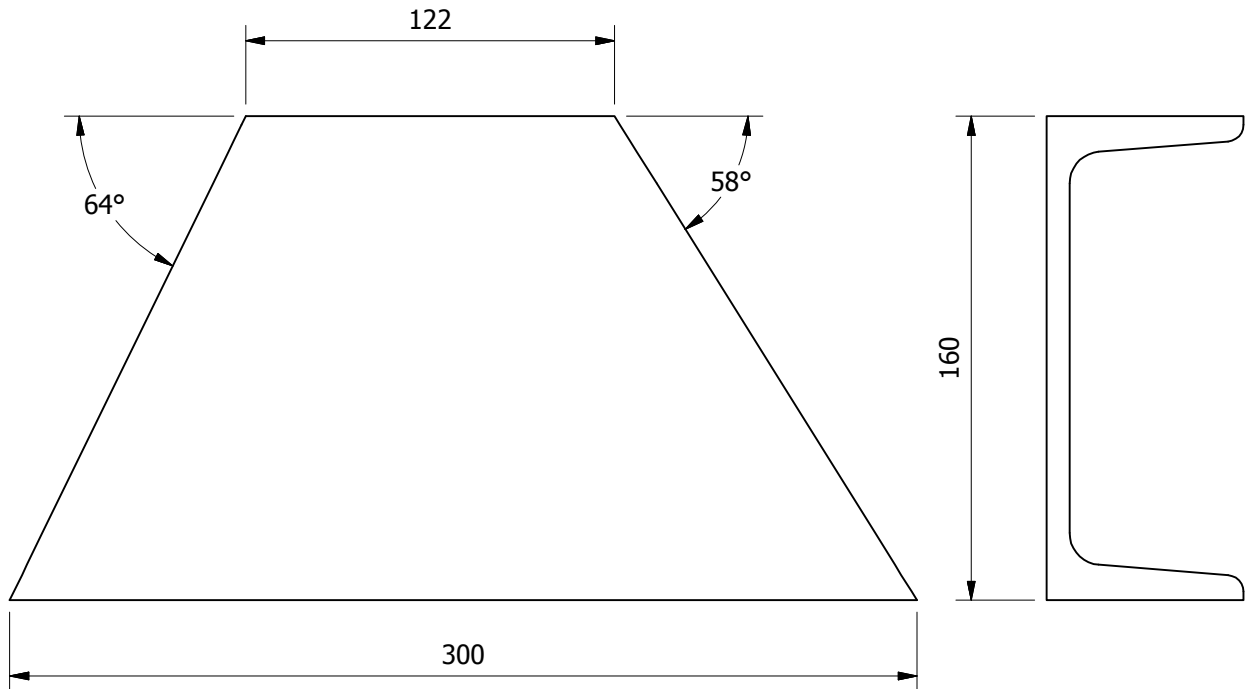
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 511 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 x 511	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.10.08.09	Tol. Gral: ± 1	



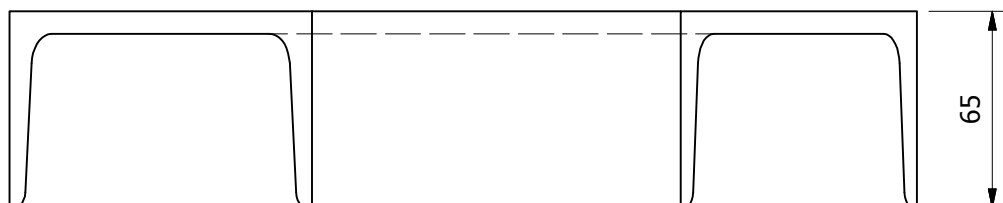
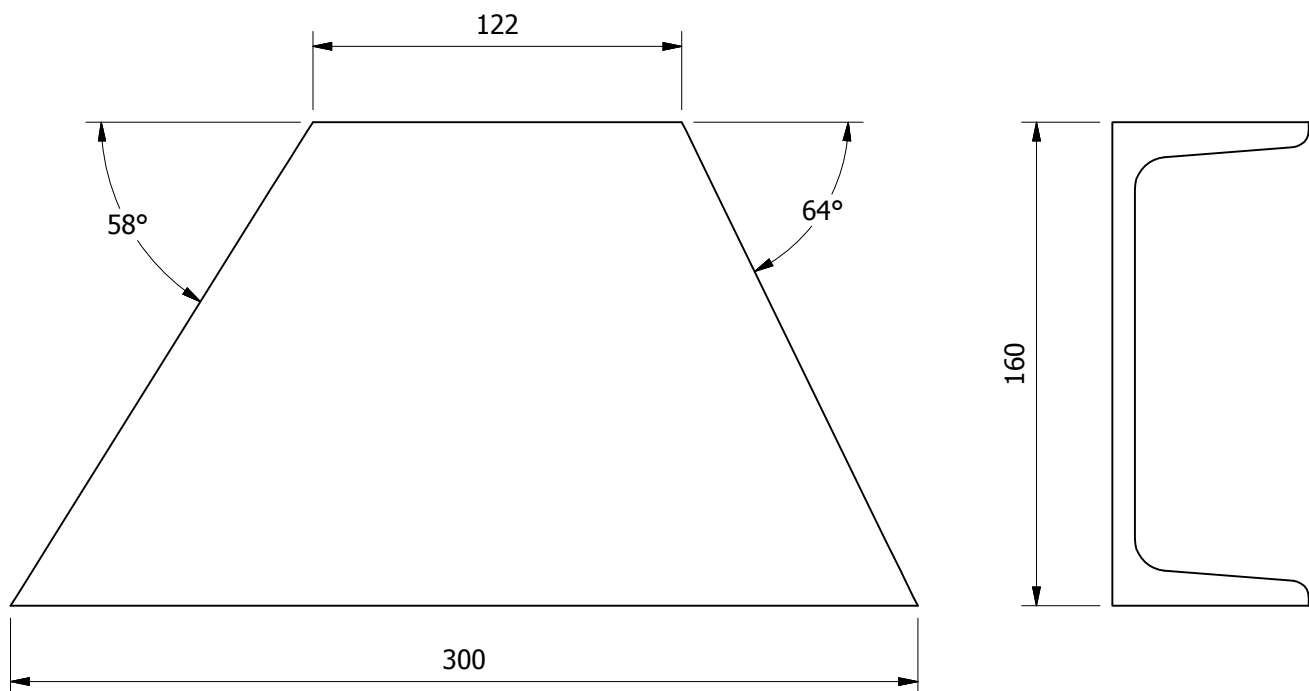
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 553 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 x 553	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.08.10	Tol. Gral: ± 1	



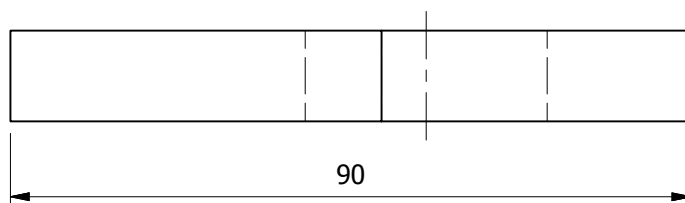
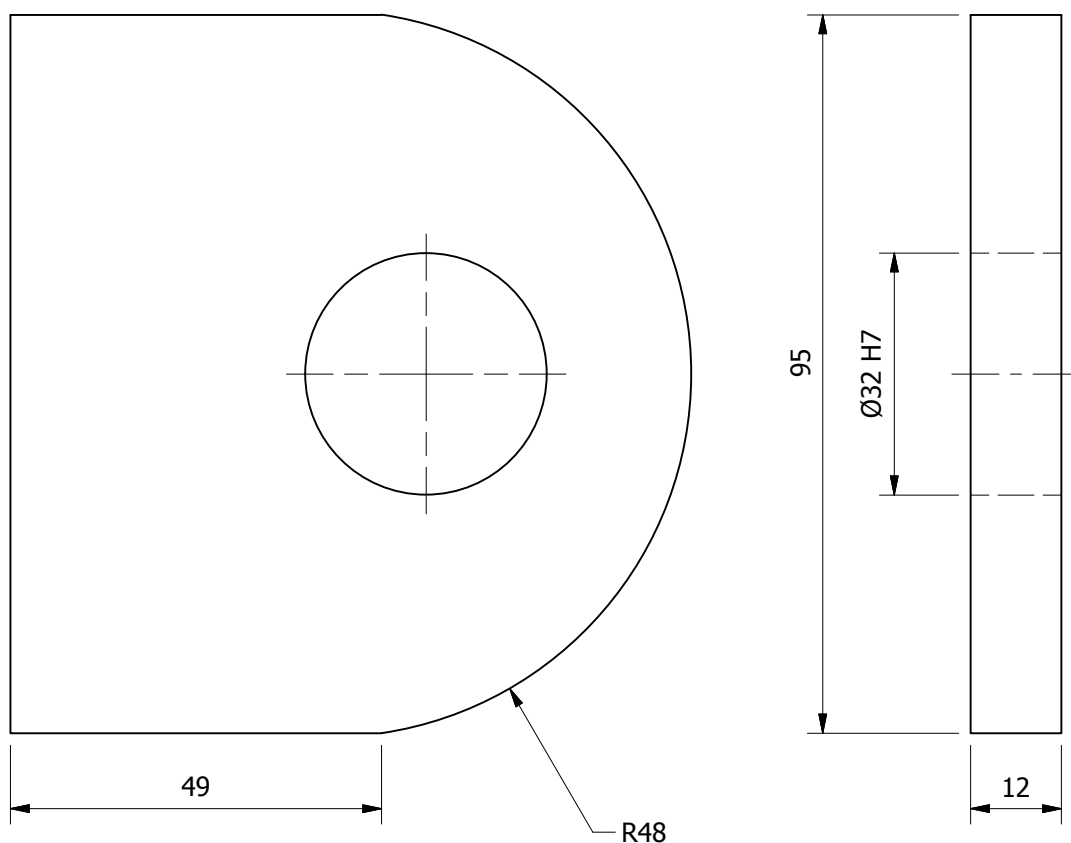
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 240 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 x 240	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.08.11	Tol. Gral: ± 1	



Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 300 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 x 300 DERECHO	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.08.12	Tol. Gral: ± 1	

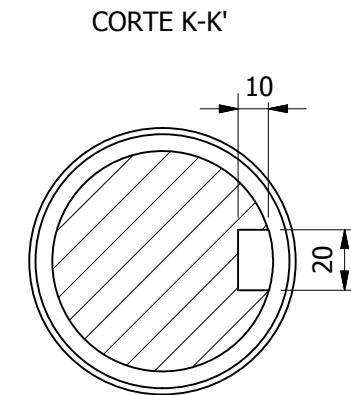
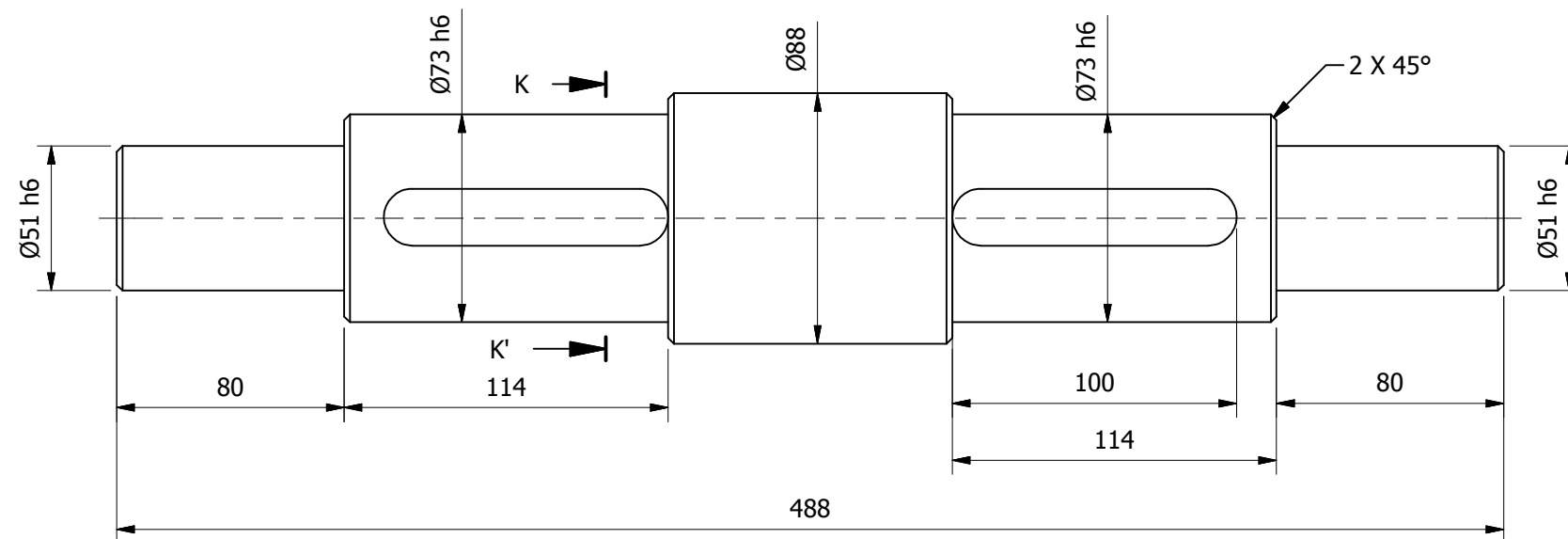


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	L = 300 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PERFIL UPN 160 X 300 IZQUIERDO	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.08.13	Tol. Gral: ± 1	



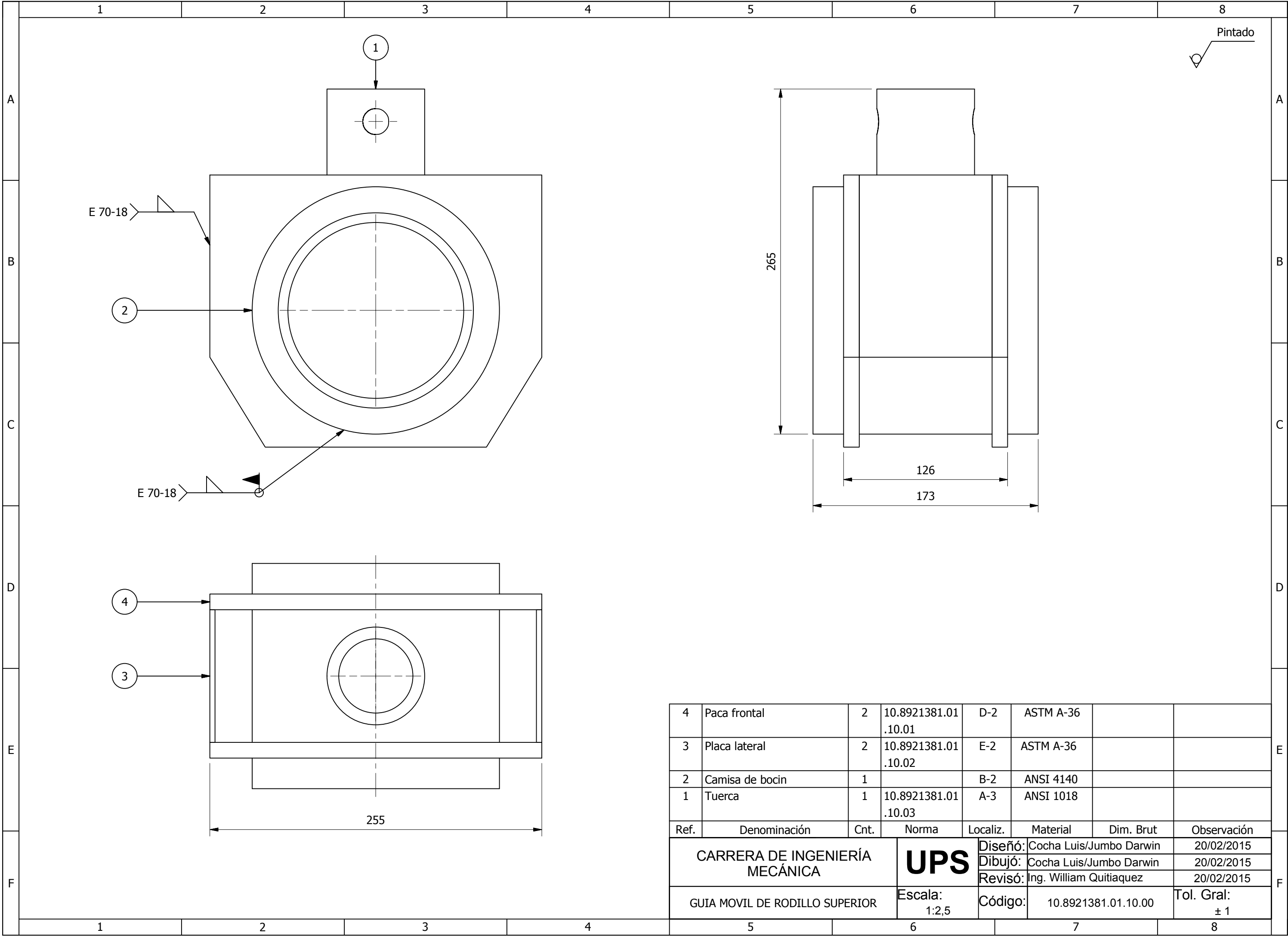
Ø 32	H7
+	32,025 32,000

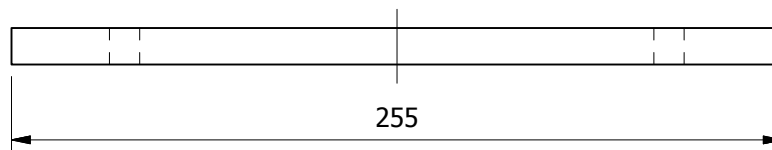
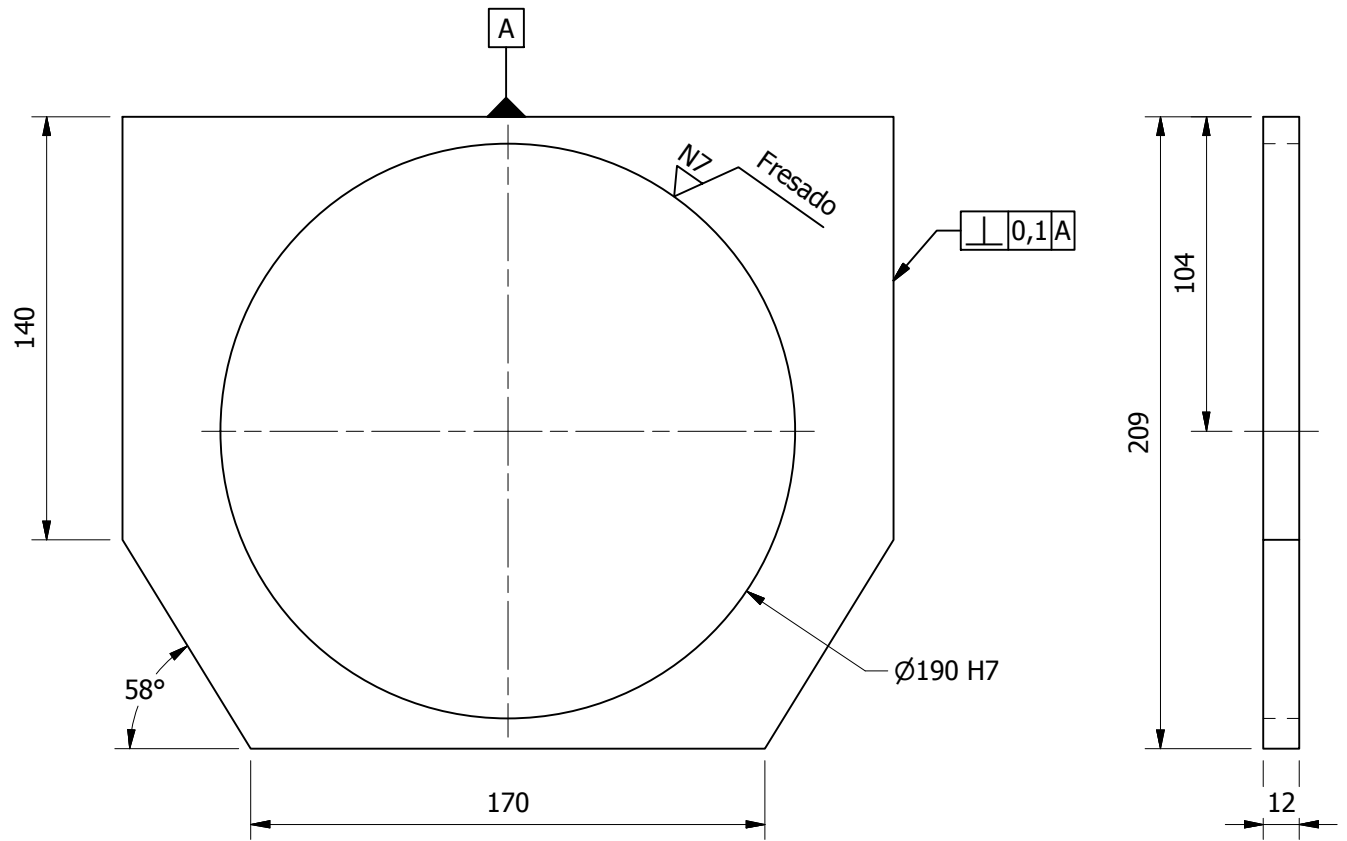
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM-A36	Dim. Brutas :	95 x 90 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
OREJA	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.08.14	Tol. Gral: ± 1	



Ø 73	h6
-	73,000
-	73,019
Ø 51	h6
-	51,000
-	51,016

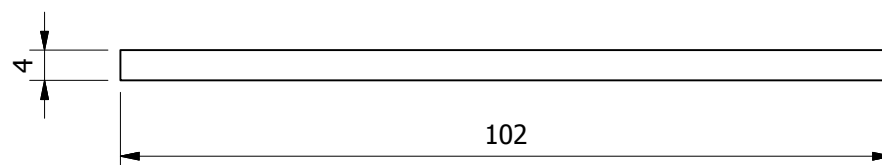
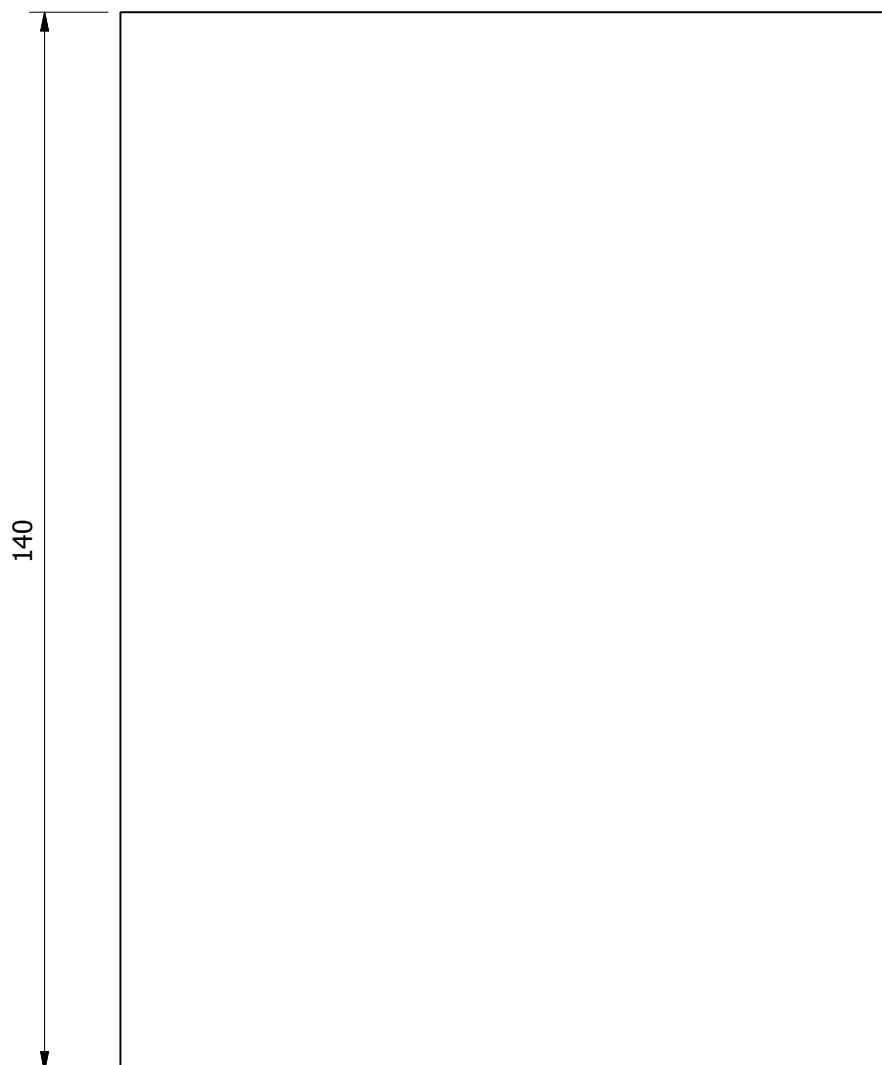
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	AISI 4140	Dim. Brutas :	Ø 88 x 488 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
EJE LOCO	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.09.00	Tol. Gral: ± 1	



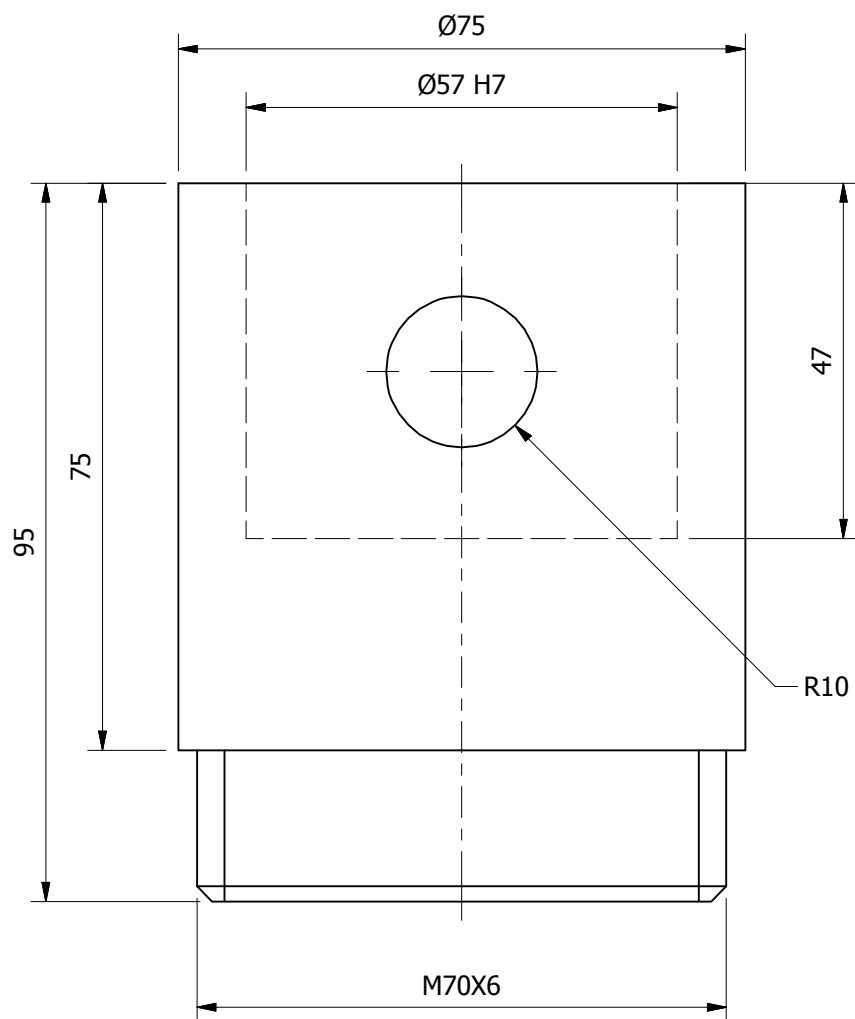


$\varnothing 190$	H7
+	190,046
	190,000

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	255X209 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA FRONTAL	Escala: 1;2,5	Código:	10.8921381.01.10.01	Tol. Gral: ± 1	

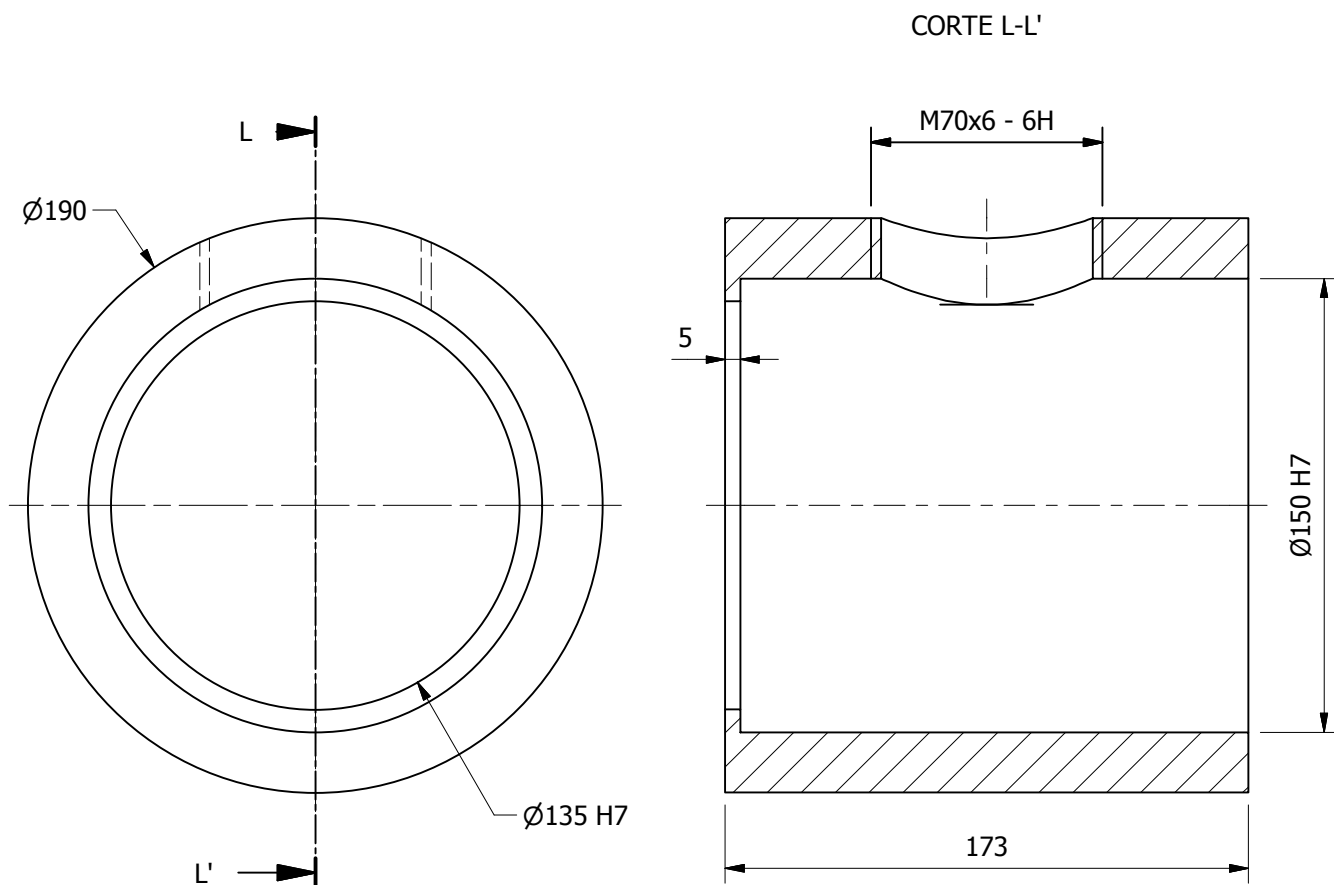


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	140X102 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
PLACA LATERAL	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.10.02
			Tol. Gral: ± 1



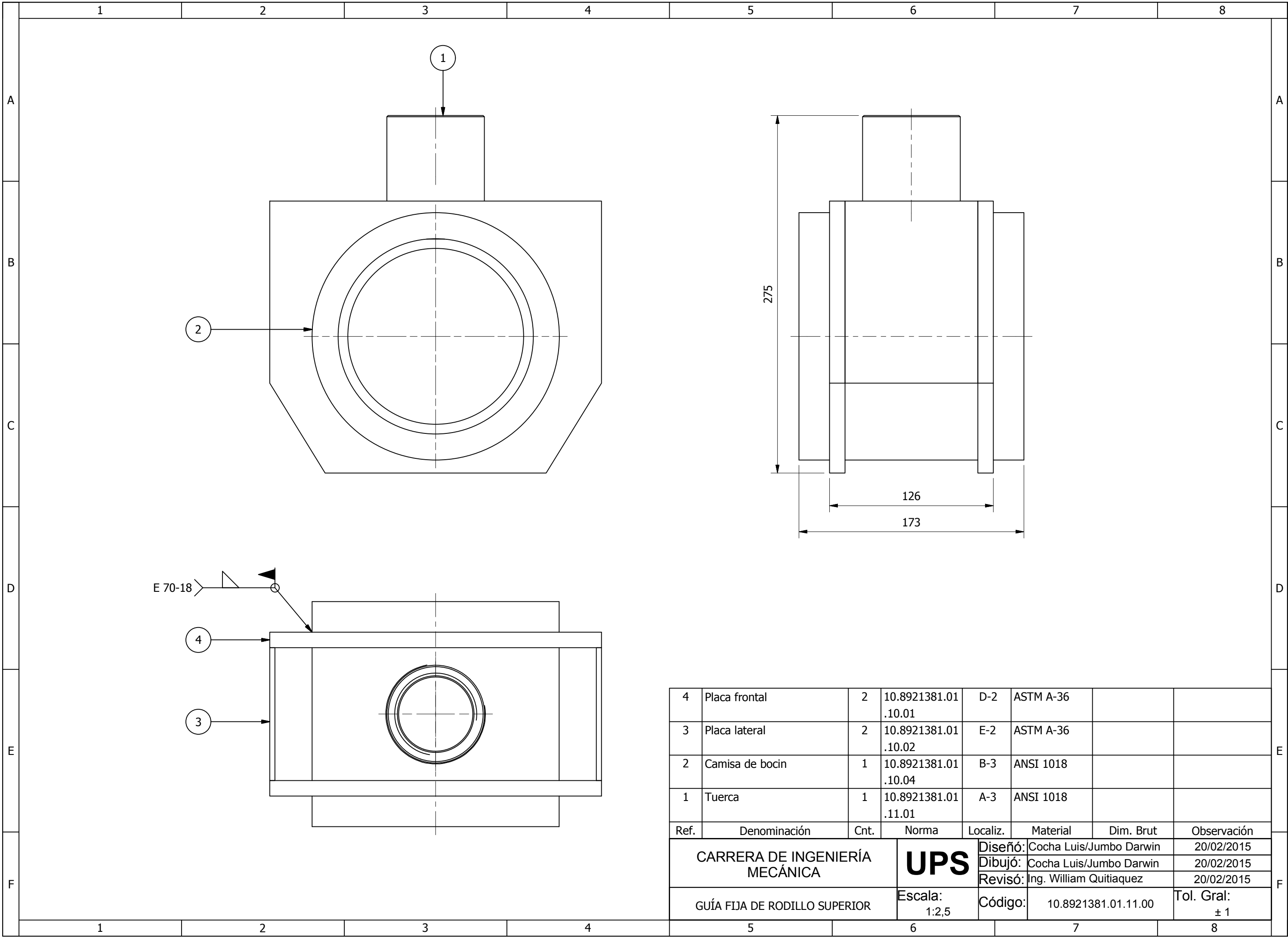
$\varnothing 57$	H7
+	57,030
	57,000

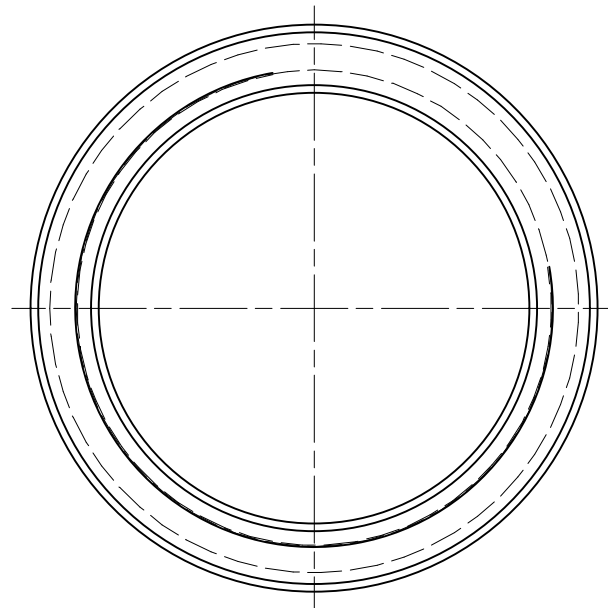
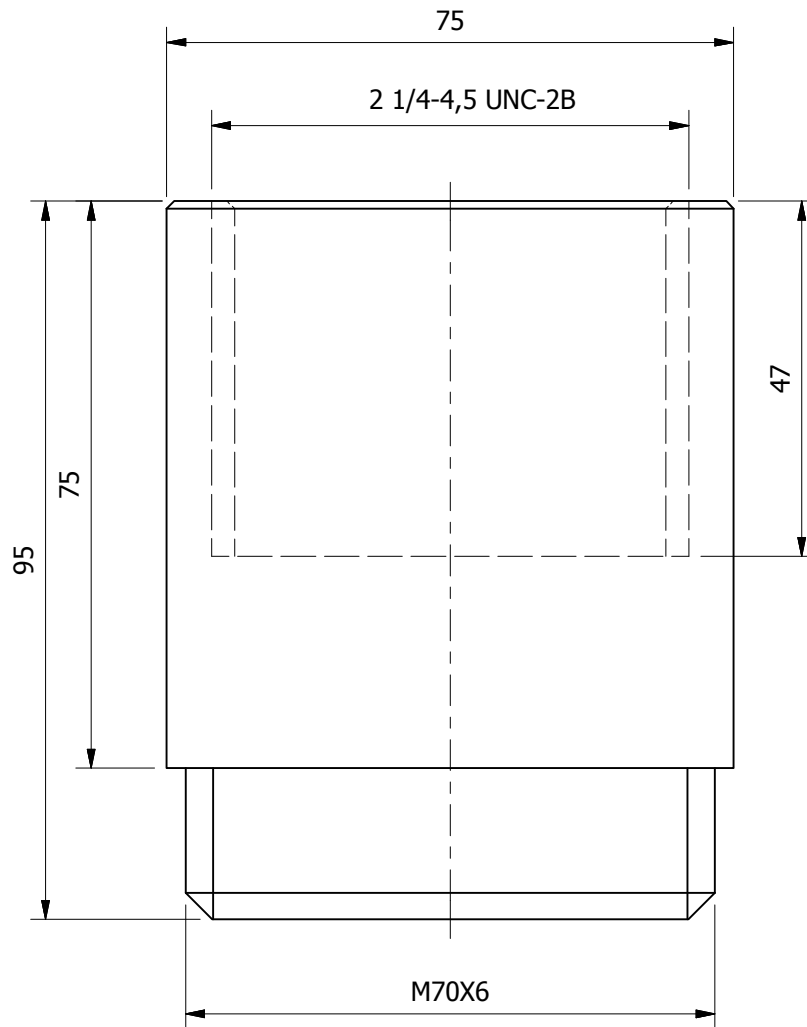
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1018	Dim. Brutas :	$\varnothing 75$, L=95 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
TUERCA	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.10.03	Tol. Gral: ± 1	



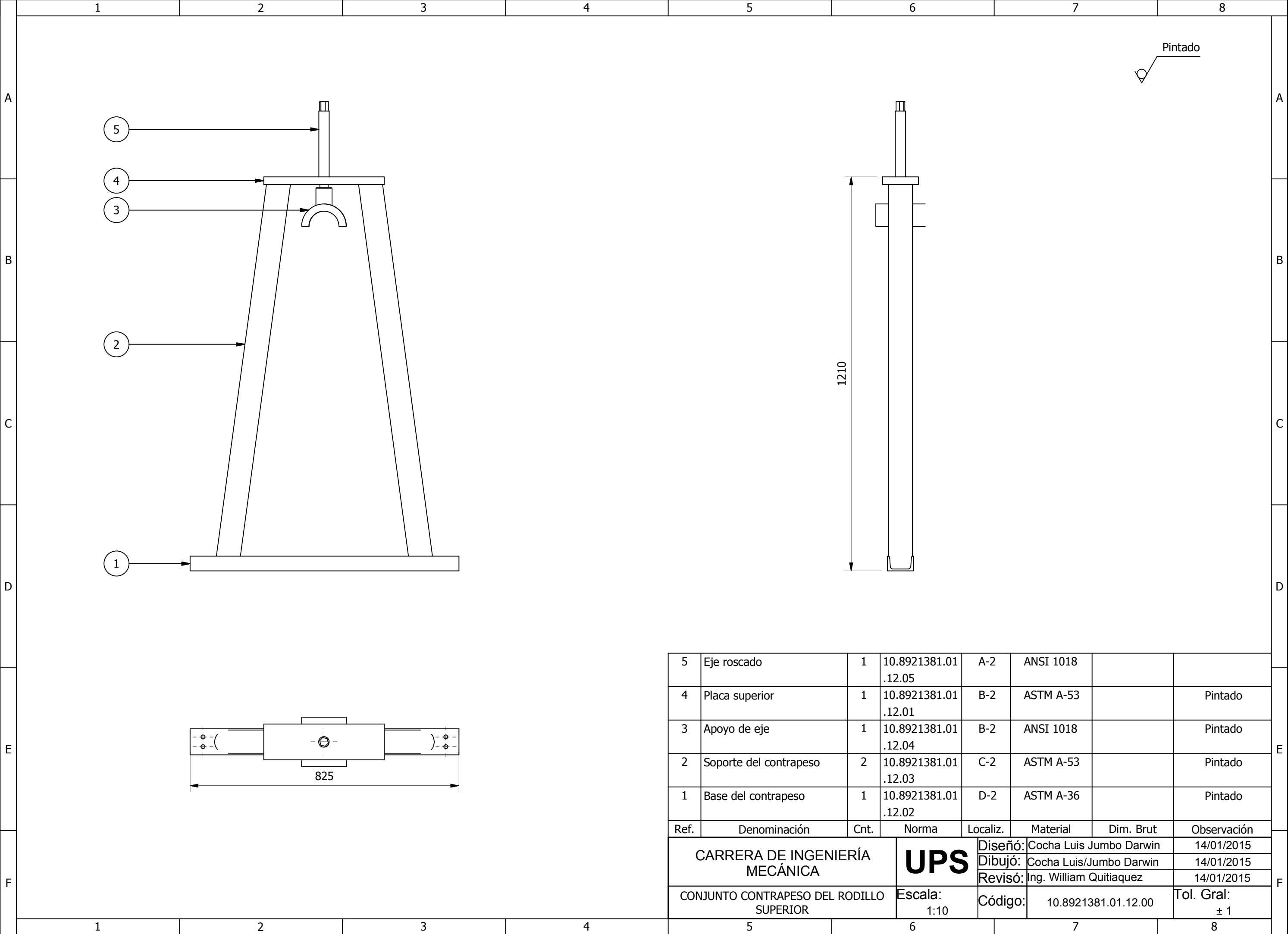
Ø 150	H7
+	150,040 150,000
Ø 135	H7
+	135,040 135,000

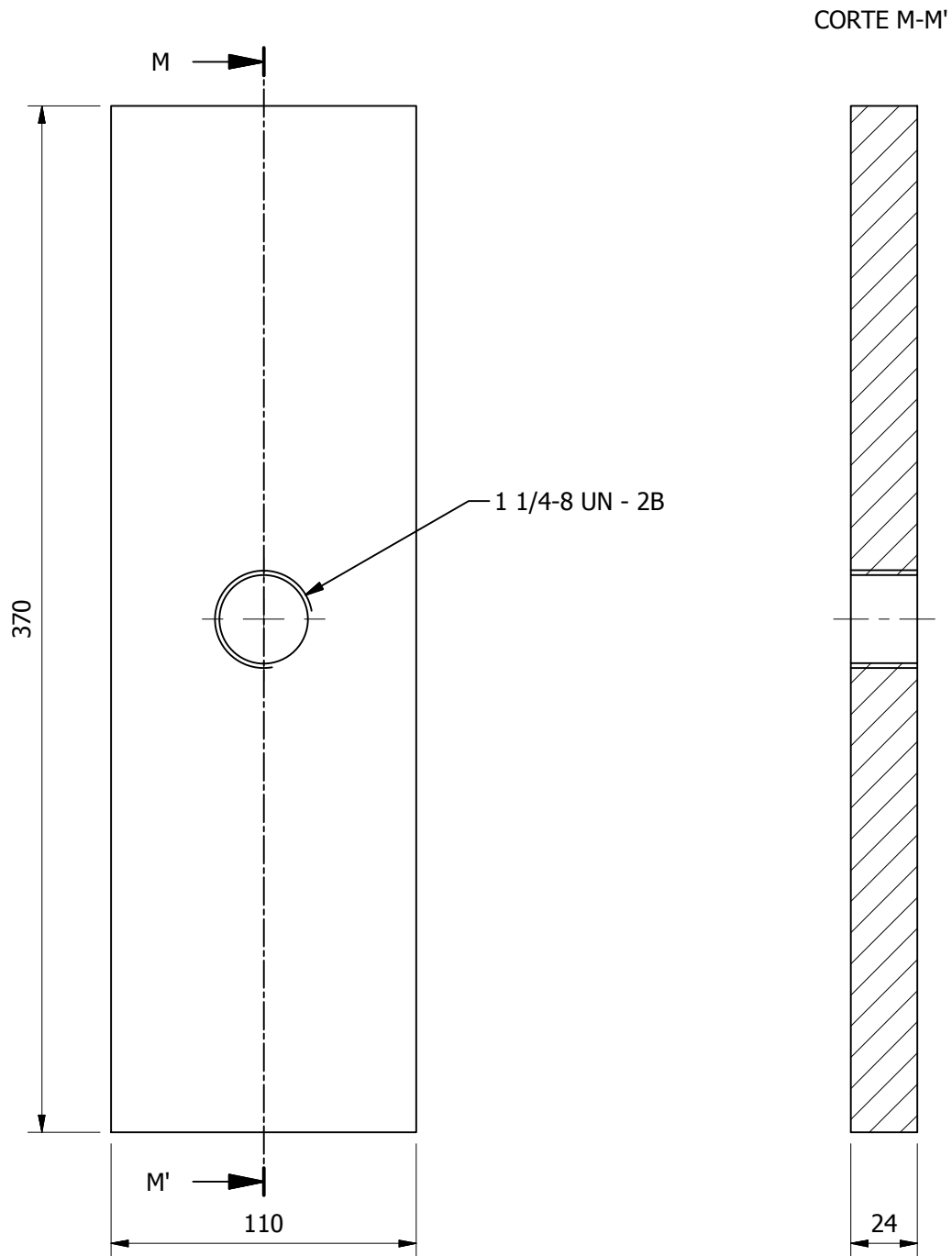
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	N/A		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
CAMISA DE BOCIN	Escala:	Código:	10.8921381.01.10.04 Tol. Gral: ± 1



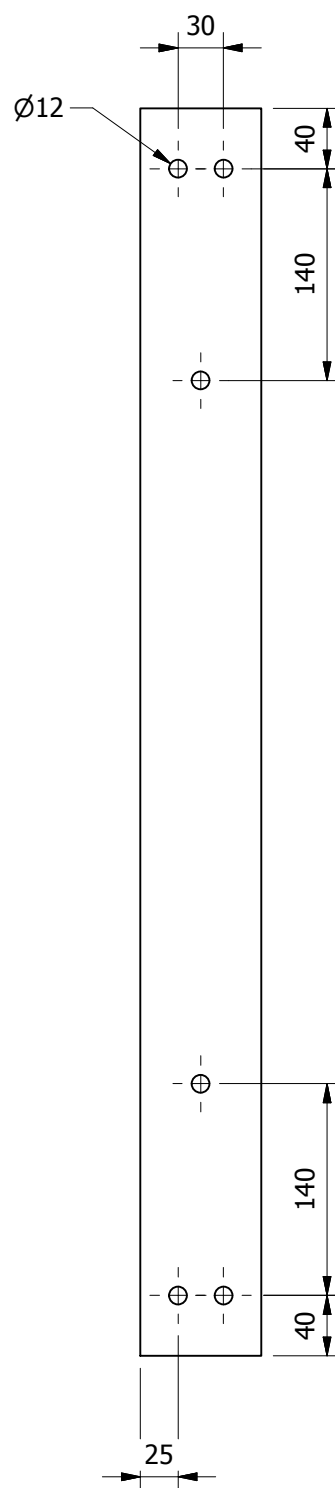
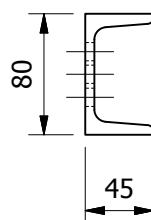
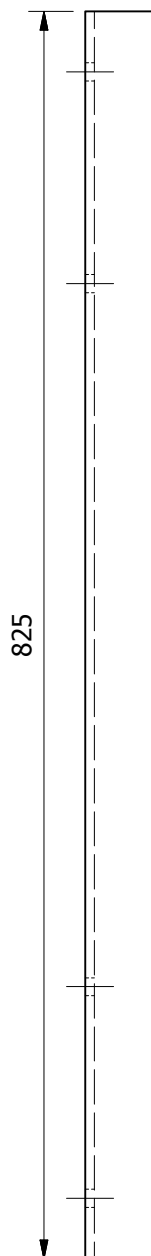


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1018	Dim. Brutas :	Ø75, L=95 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
TUERCA	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.11.01	Tol. Gral: ± 1	

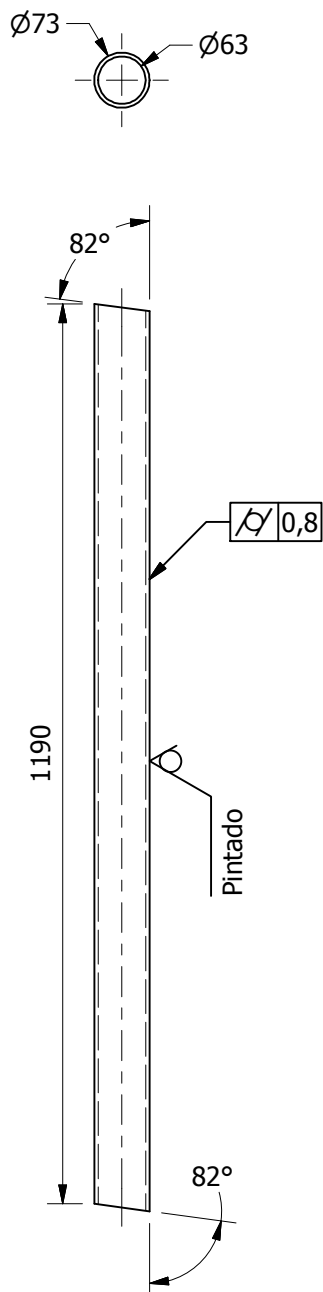




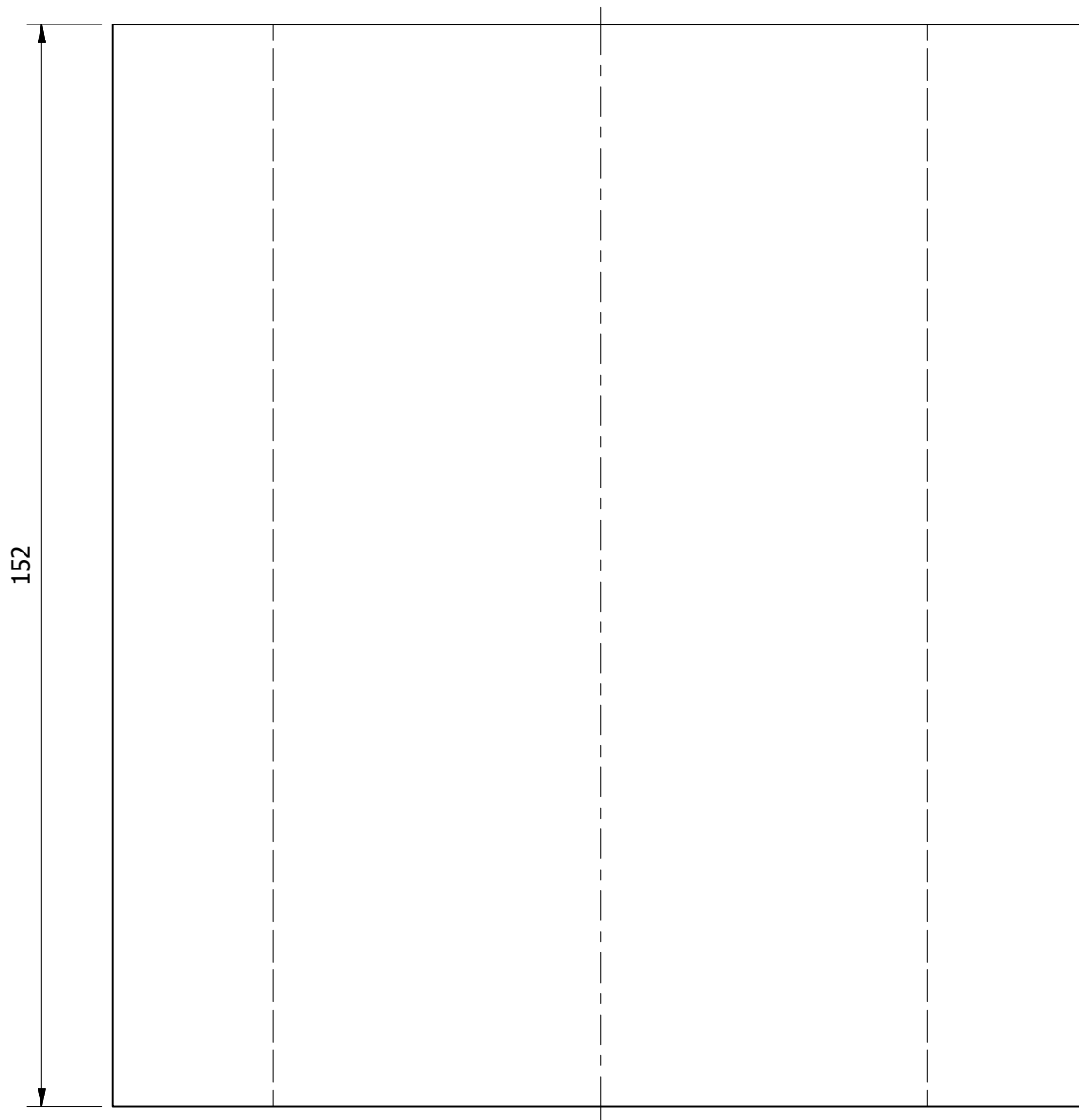
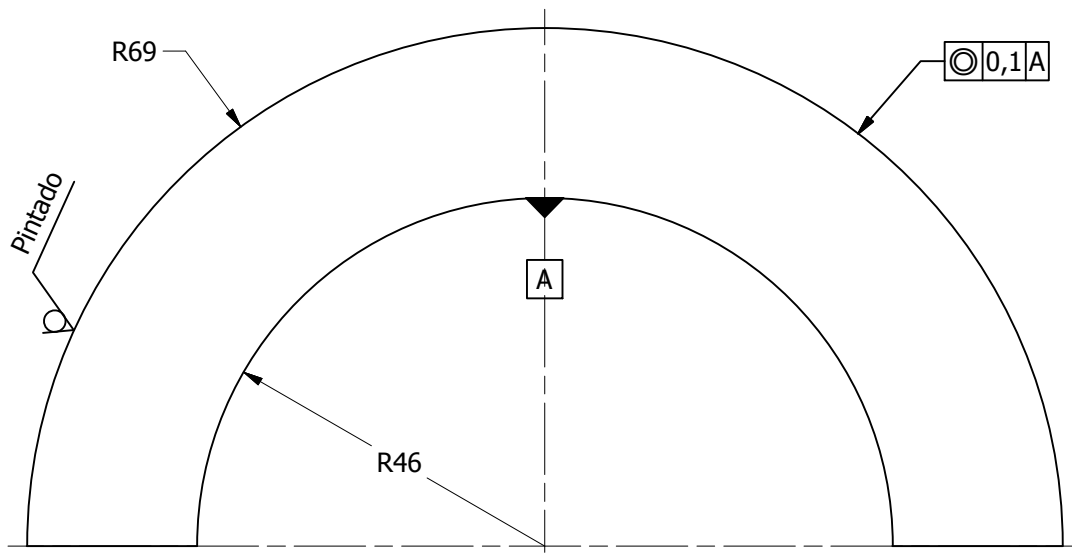
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	380 x 120 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA SUPERIOR	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.12.01	Tol. Gral:	± 1



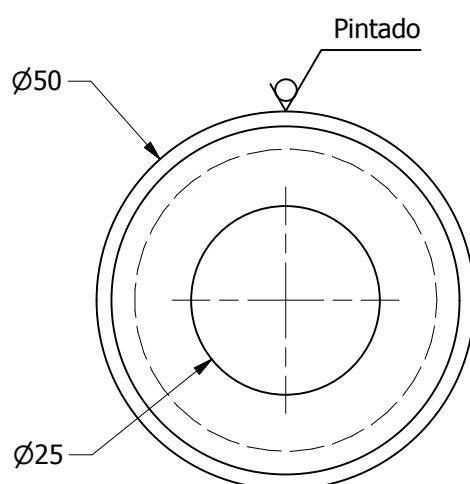
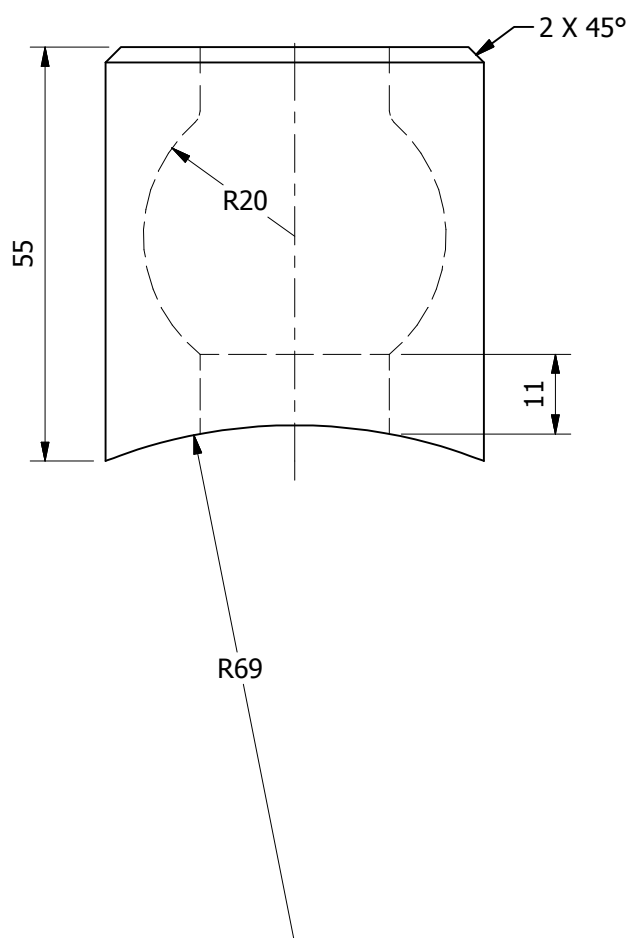
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	L = 830 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
BASE DEL CONTRAPESO	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.12.02 Tol. Gral: ± 1



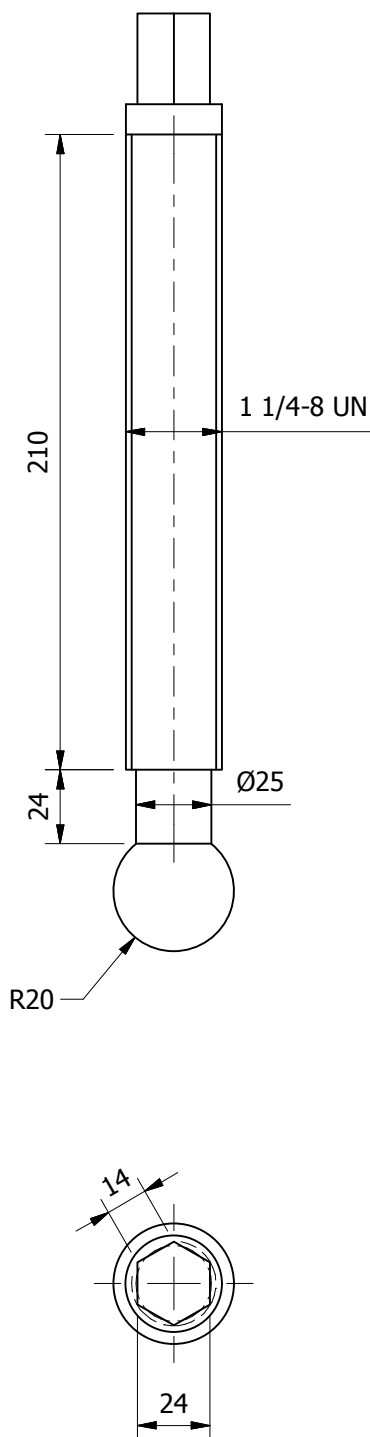
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-53	2 1/2" SCH 40 L=1200mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
SOPORTE DEL CONTRAPESO	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.12.03 Tol. Gral: ±1



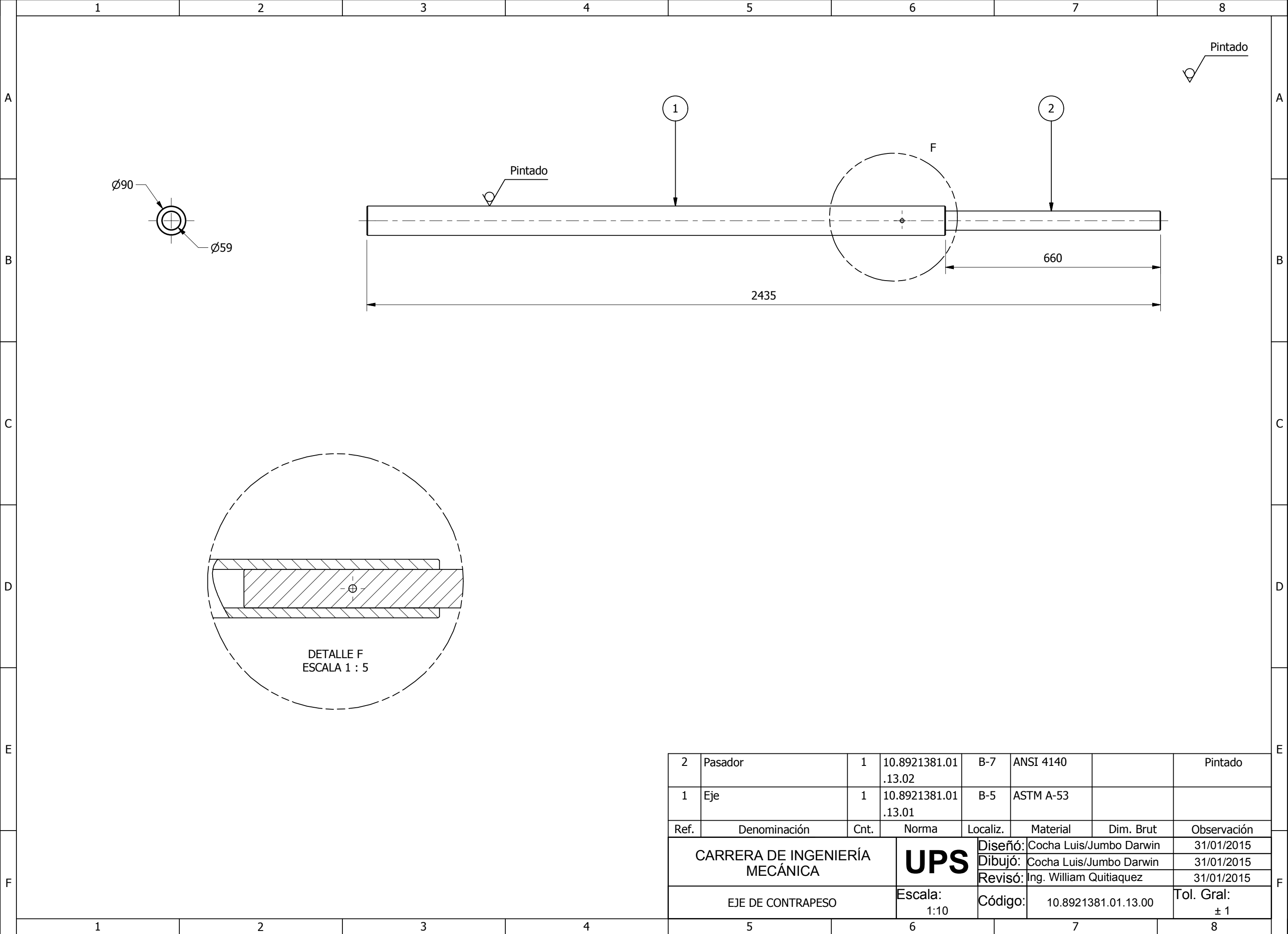
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintado	ANSI 1018	Ø140xØ90, L=152 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
APOYO DE EJE	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.12.04
			Tol. Gral: ± 1



Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	N/A	ANSI 1018	Ø50XØ25
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
CAJA PARA EJE ROSCADO	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.12.05 Tol. Gral: ± 1

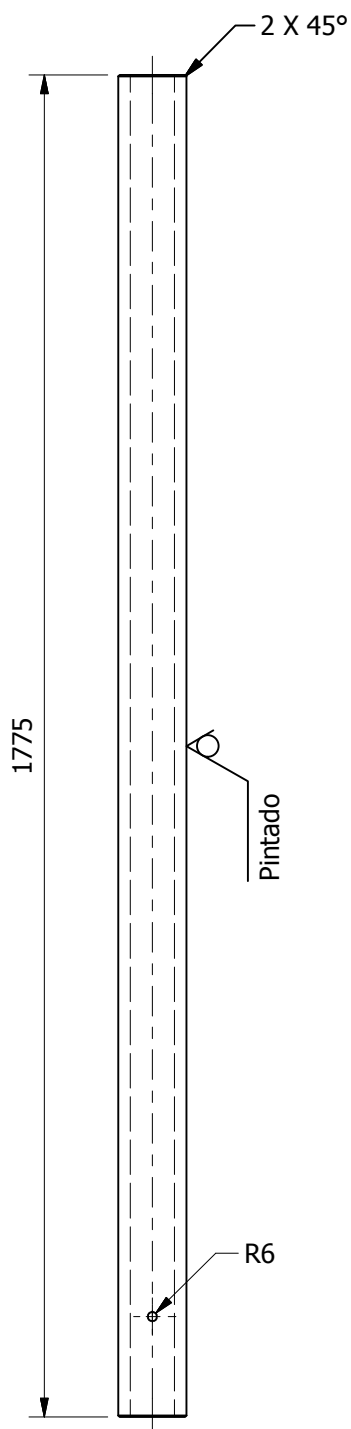
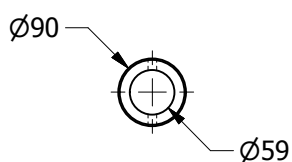


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1018	Dim. Brutas :	Ø20, L=310 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
EJE ROSCADO	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.12.06	Tol. Gral: ± 1	

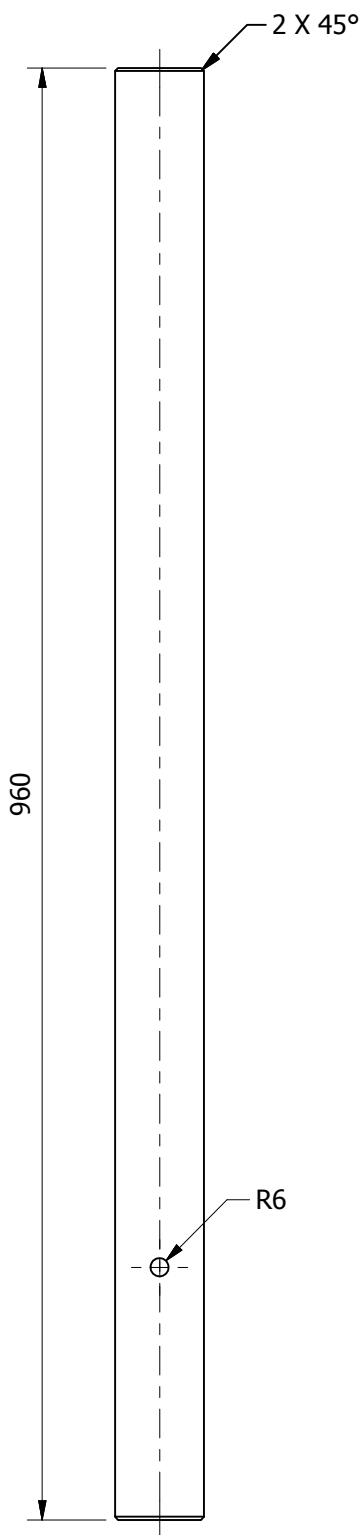
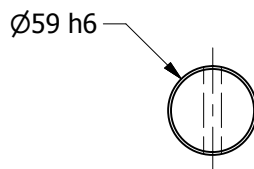


2	Pasador	1	10.8921381.01 .13.02	B-7	ANSI 4140		Pintado
1	Eje	1	10.8921381.01 .13.01	B-5	ASTM A-53		
Ref.	Denominación	Cnt.	Norma	Localiz.	Material	Dim. Brut	Observación
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA			UPS	Diseño:	Cocha Luis/Jumbo Darwin	31/01/2015	
				Dibujó:	Cocha Luis/Jumbo Darwin	31/01/2015	
				Revisó:	Ing. William Quitiaquez	31/01/2015	
EJE DE CONTRAPESO			Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.13.00	Tol. Gral: ± 1	

Pintado

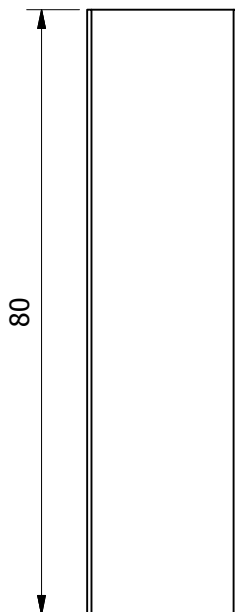
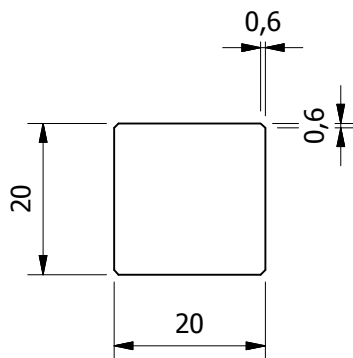


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-53	Dim. Brutas :	Ø90xØ59, L=1775 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
EJE	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.13.01	Tol. Gral:	± 1

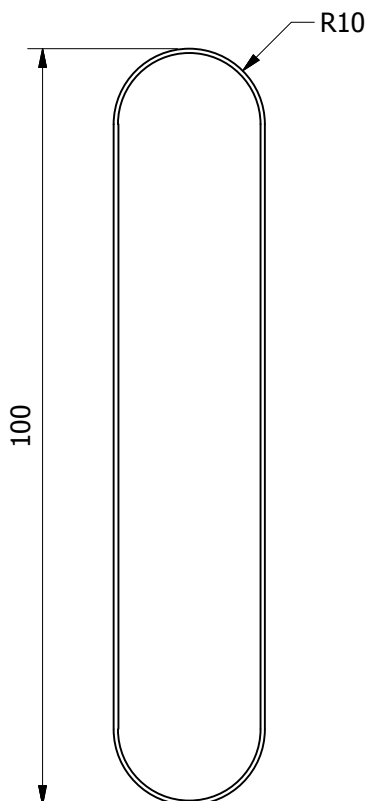
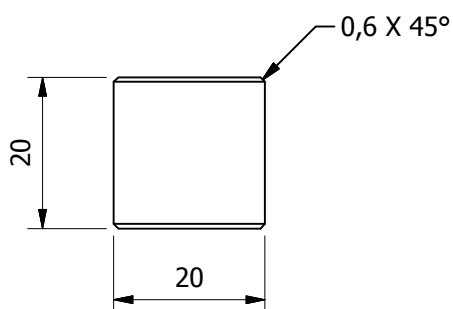


Ø 59	h6
-	59,000 59,019

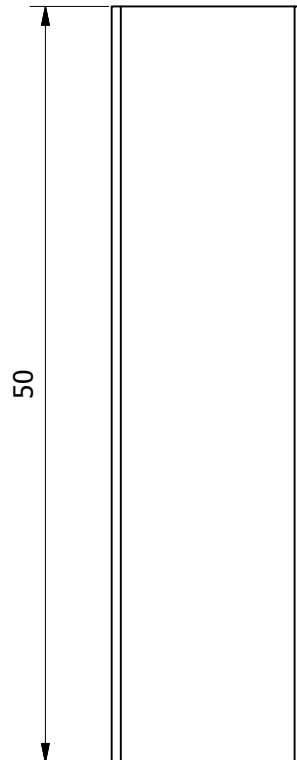
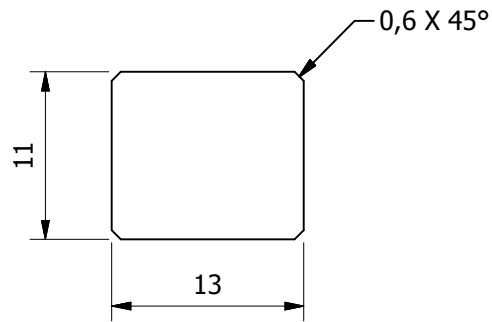
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 4140	Dim. Brutas :	Ø59 , L=960 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PASADOR	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.13.02	Tol. Gral: ± 1	



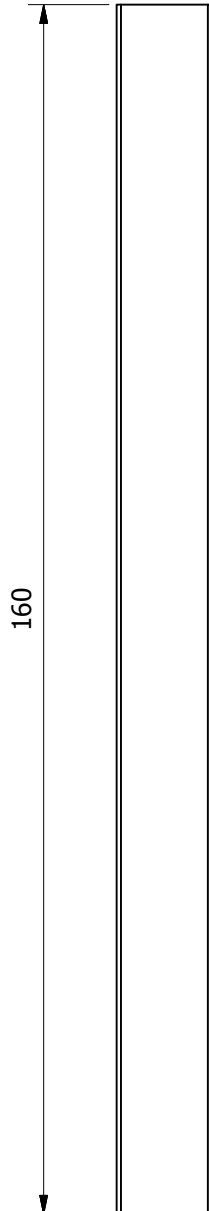
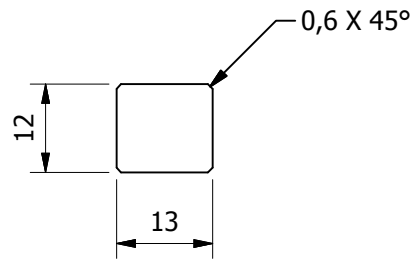
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1015	Dim. Brutas :	20 X 20 mm L = 80 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
CHAVETA PARA GORRONES	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.14.00	Tol. Gral: ± 1	



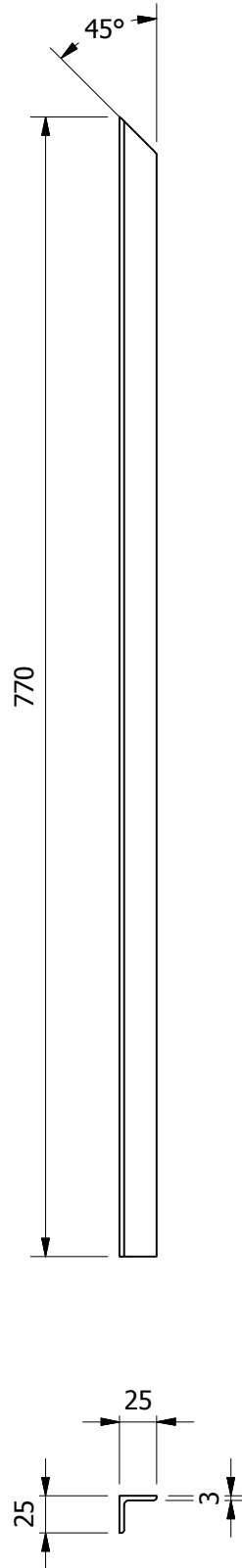
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1015	Dim. Brutas :	20X20 L=100 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
CHAVETA PARA EJE LOCO	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.15.00	Tol. Gral: ± 0,1	



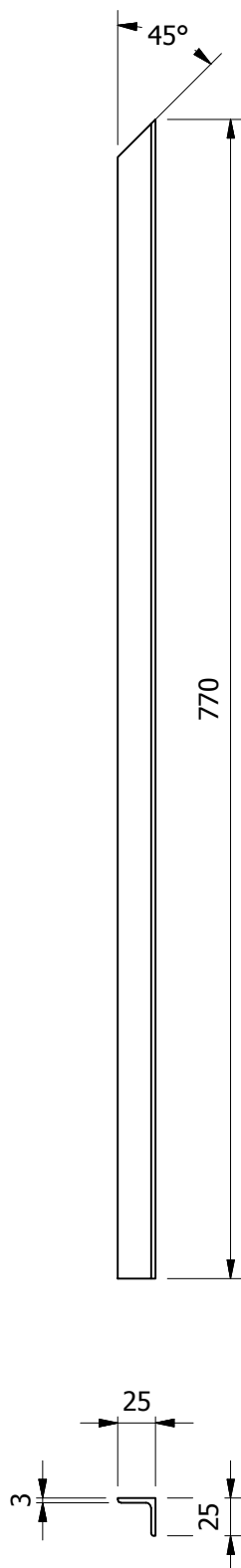
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1015	Dim. Brutas :	13X11, L=50 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
CHAVETA PARA POLEA DE CAJA REDUCTORA	Escala: 2:1	Código:	10.8921381.01.16.00	Tol. Gral: ± 1	



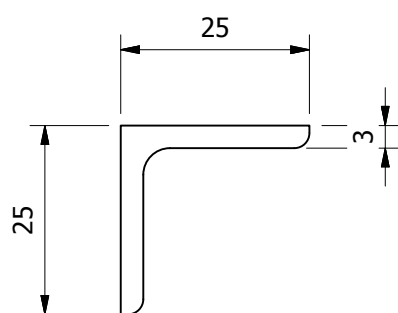
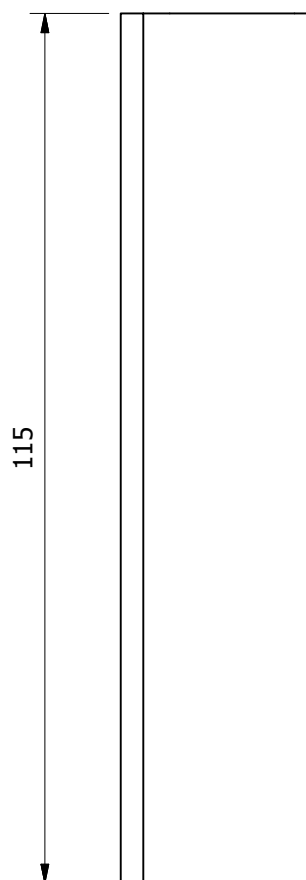
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1015	Dim. Brutas :	13X12, L=160 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
CHAVETA PARA PIÑON DE CAJA REDUCTORA	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.17.00	Tol. Gral: ± 1	



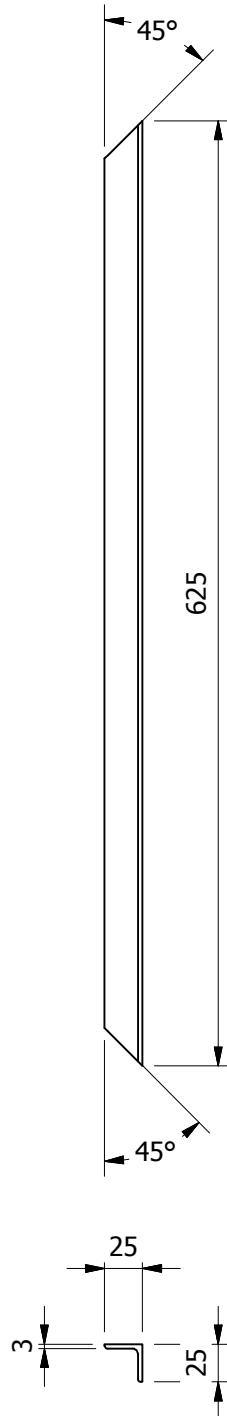
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	AL 25X25X3 L=770mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
ÁNGULO AL 25X25X3-770 DERECHO	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.01	Tol. Gral: ± 1	



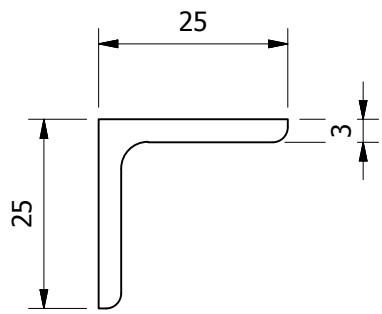
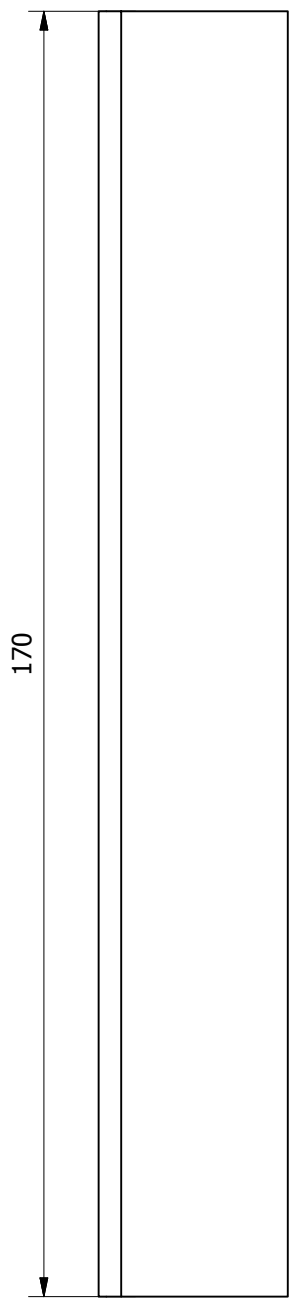
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	AL 25X25X3 L=770mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
ÁNGULO AL 25x25x3-770 IZQUIERDO	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.02
			Tol. Gral: ± 1



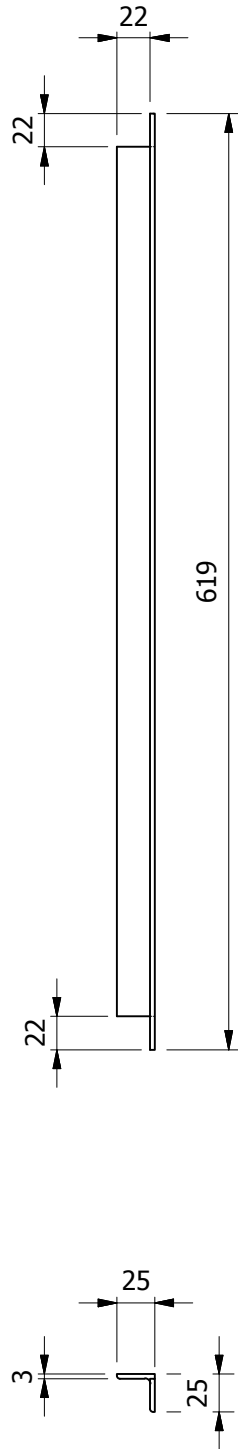
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	AL 25X25X3 L=115
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
ÁNGULO AL 25x25x3-115	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.18.03	Tol. Gral: ± 1	



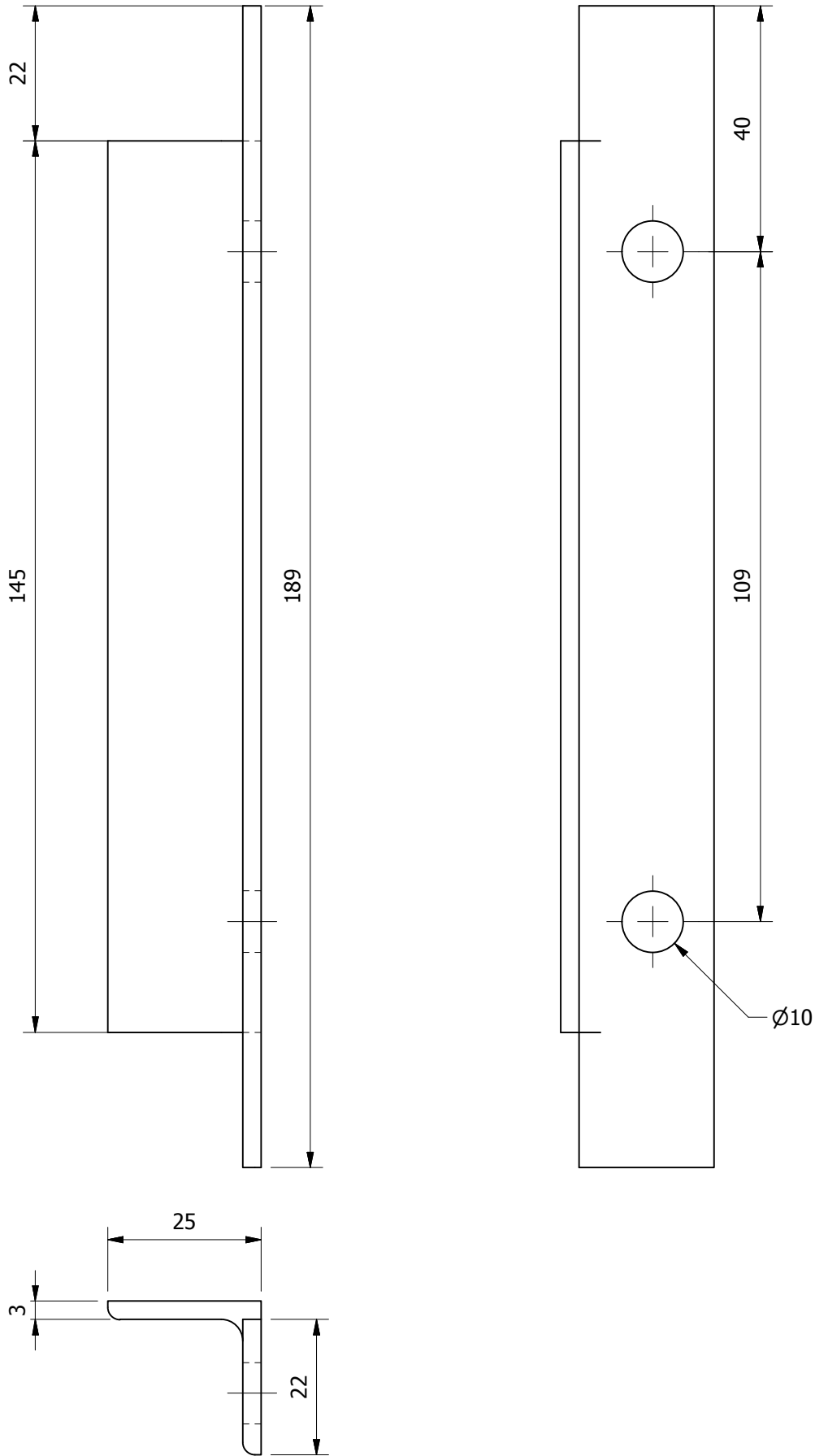
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	AL 25X25X3 L=625mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
ÁNGULO AL 25X25X3-625	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.04
			Tol. Gral: ± 1



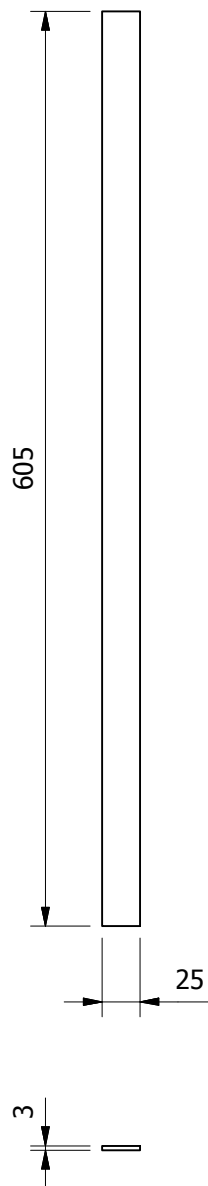
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	AL 25X25X3 L=170mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
ÁNGULO AL 25X25X3-170	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.18.05 Tol. Gral: ± 1



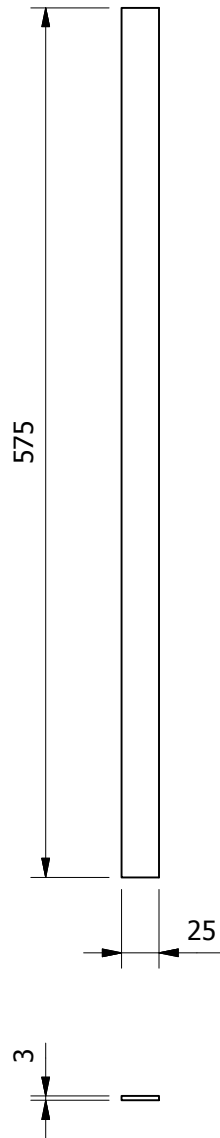
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	AL 25X25X3 L=619mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
ÁNGULO AL 25X25X3-619	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.06 Tol. Gral: ± 1



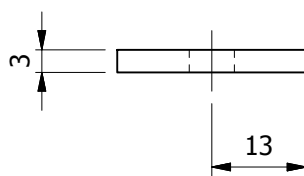
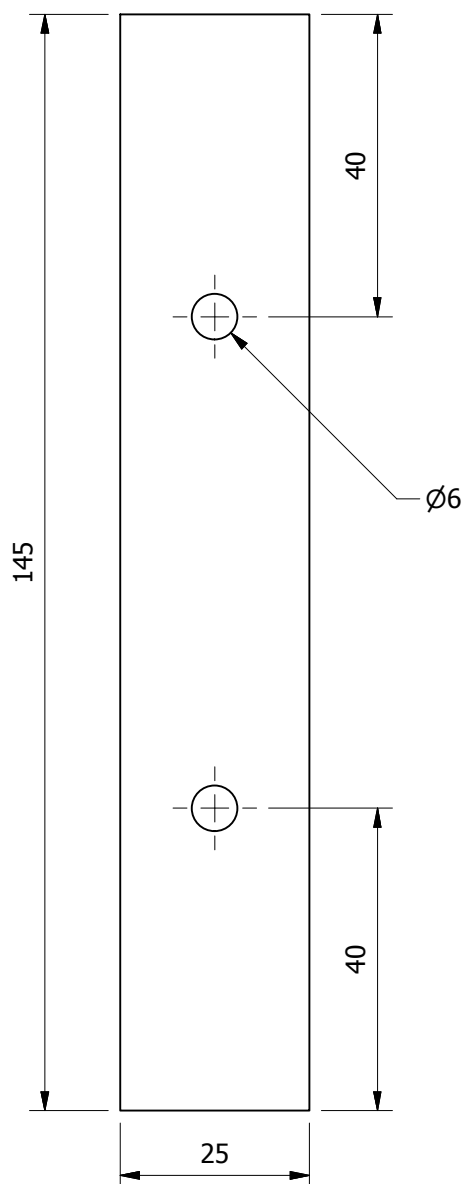
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	AL 25X25X3, L=189
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
ÁNGULO AL 25X25X3-189	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.18.07	Tol. Gral: ± 1	



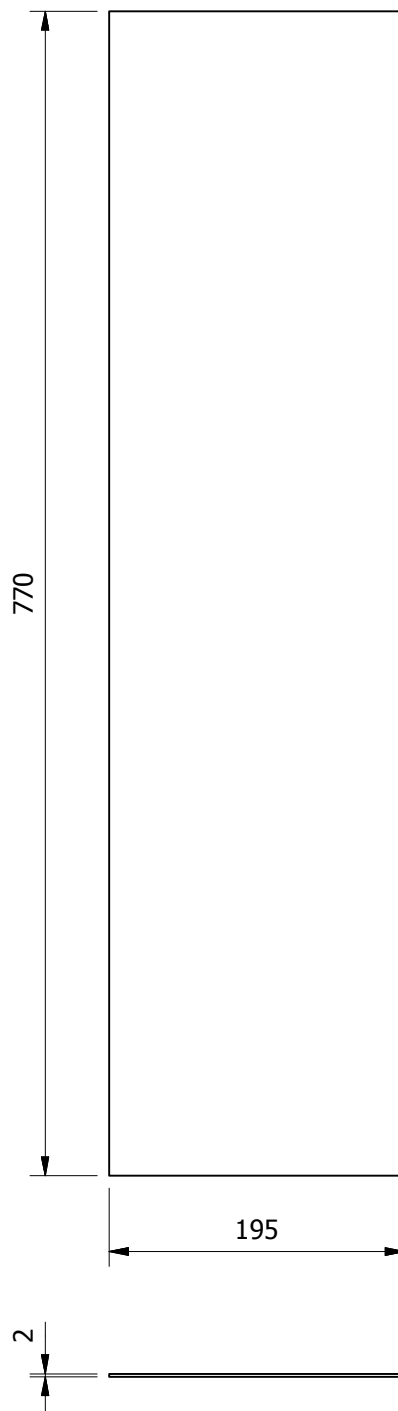
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	PLT 25X3 L=605mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLATINA PLT 25X3-605	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.08	Tol. Gral: ± 1	



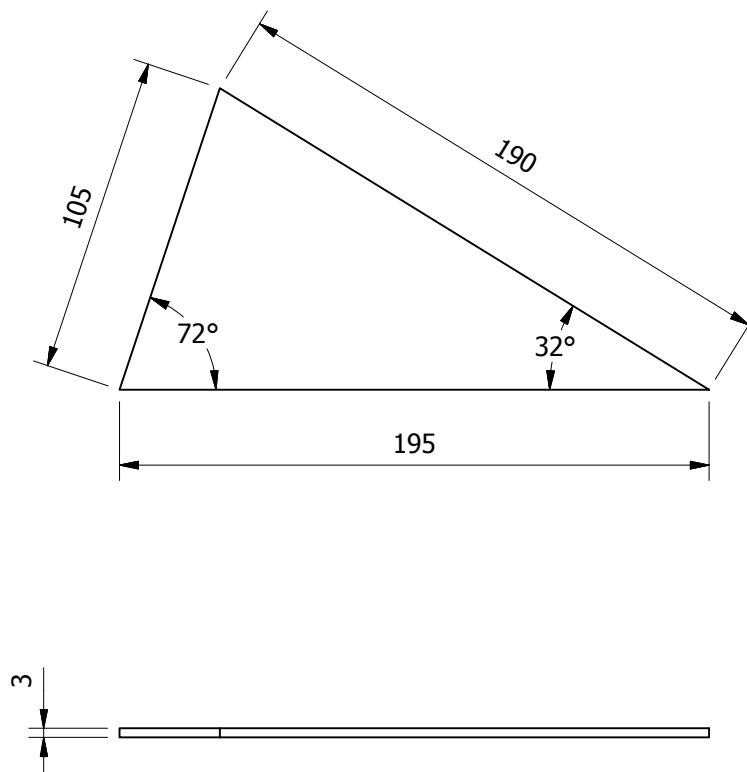
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	PLT 25X3 L=575mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLATINA PLT 25X3-575	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.09	Tol. Gral:	± 1



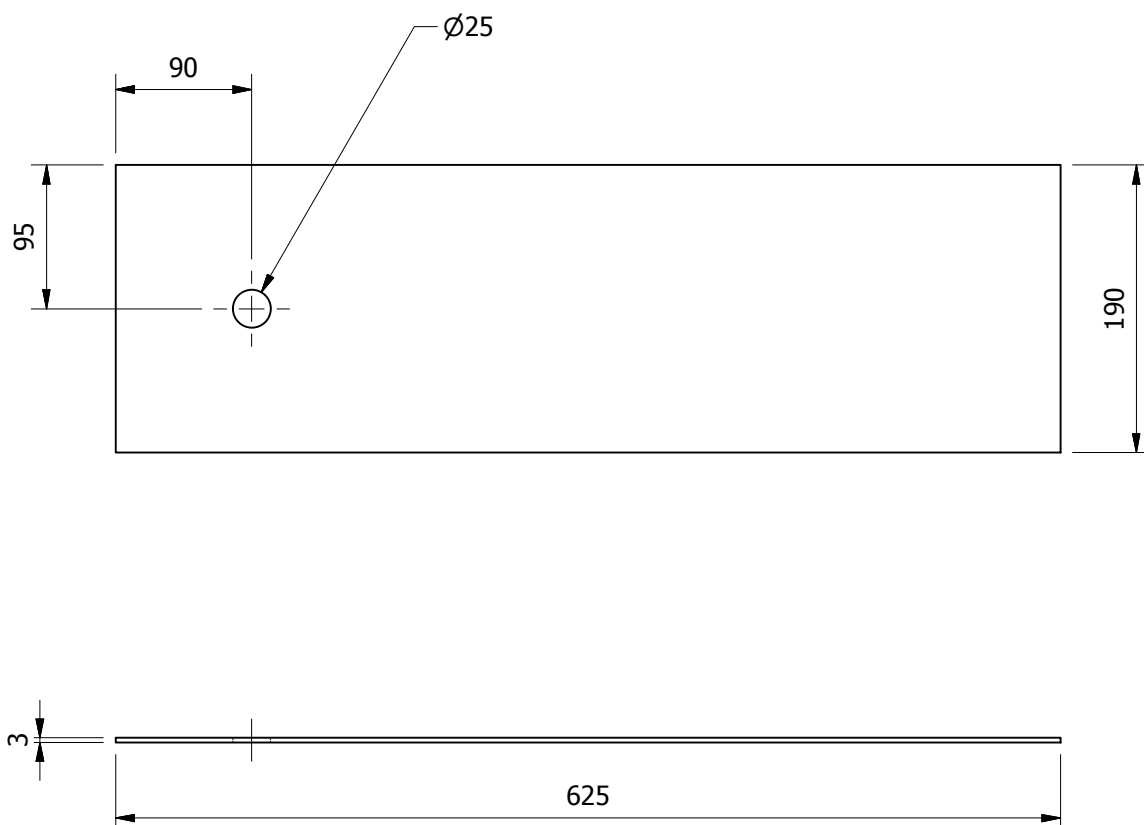
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	PLT 25X3 L=145mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
PLATINA PLT 25X3-145	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.18.10 Tol. Gral: ± 1



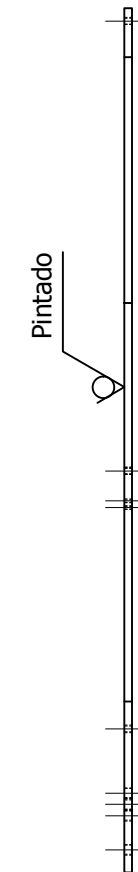
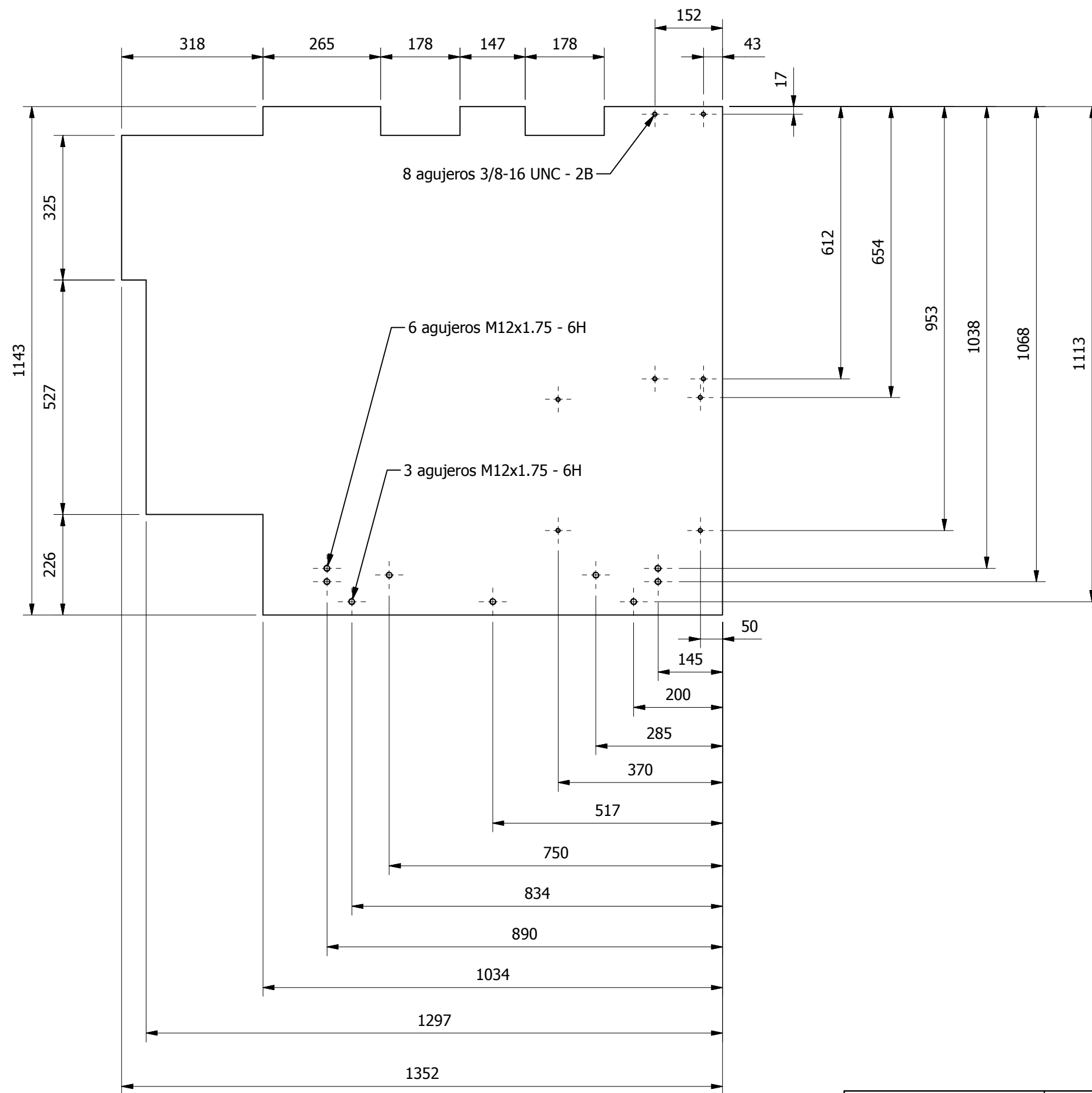
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	770X195 e=2mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
TAPA LATERAL DE SOPORTE	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.11 Tol. Gral: ± 1



Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	195X100 e=3
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez
BASE DE PLACA DE CONTROL	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.12
			Tol. Gral: ± 1

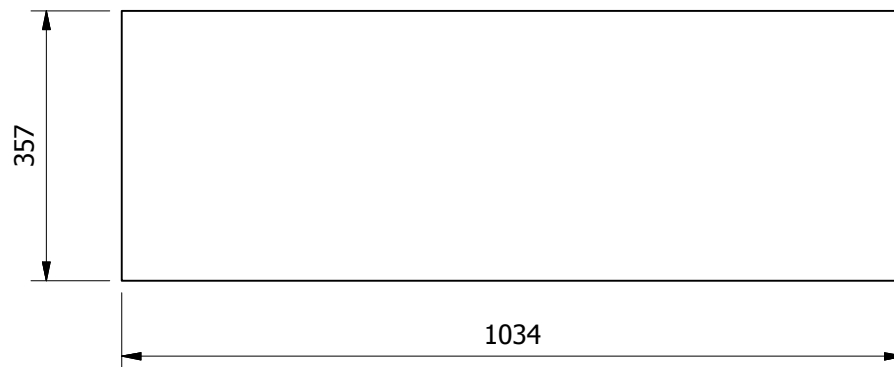
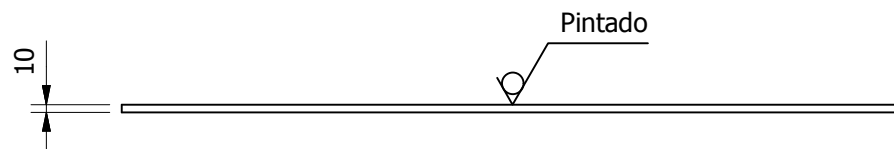


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	625X190 e=2
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA DE MANDO	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.18.13	Tol. Gral: ± 1	

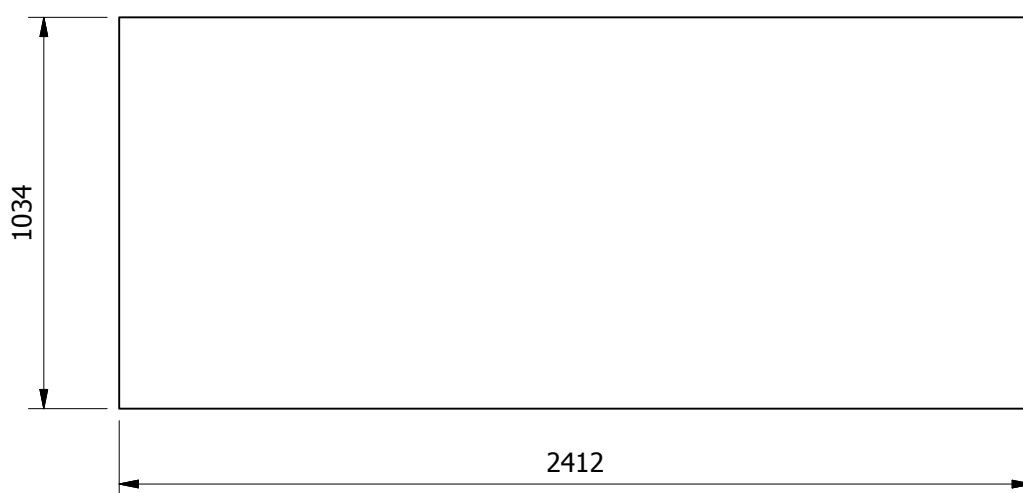
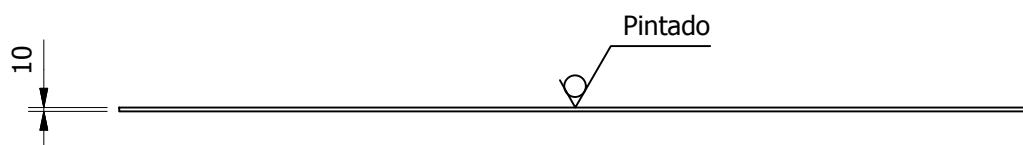


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :		
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	1143 x 1352 mm		
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
			Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015
			Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015
PISO DE MOTOR		Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.19.00	Tol. Gral: ± 1

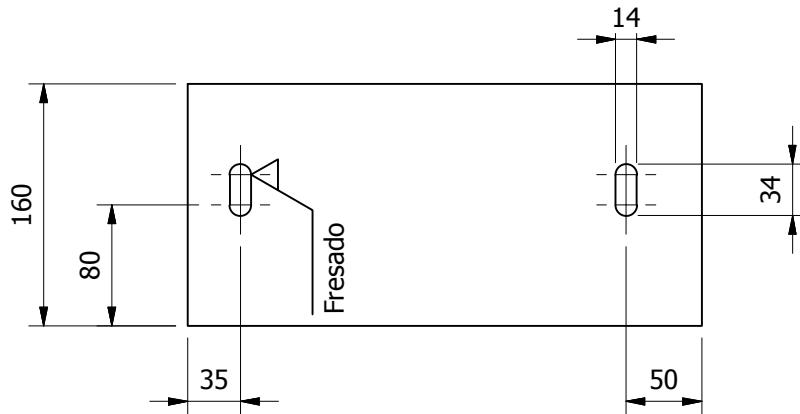
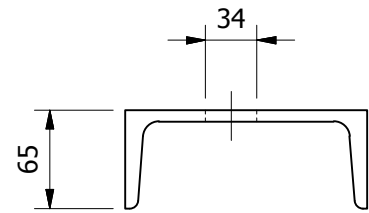
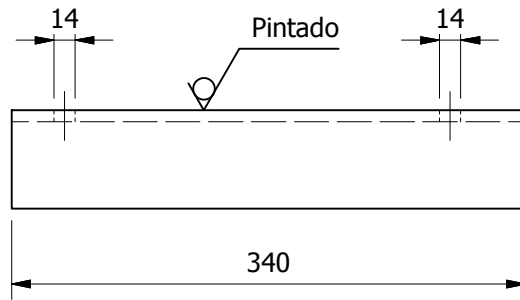
Corte a la llama
N9



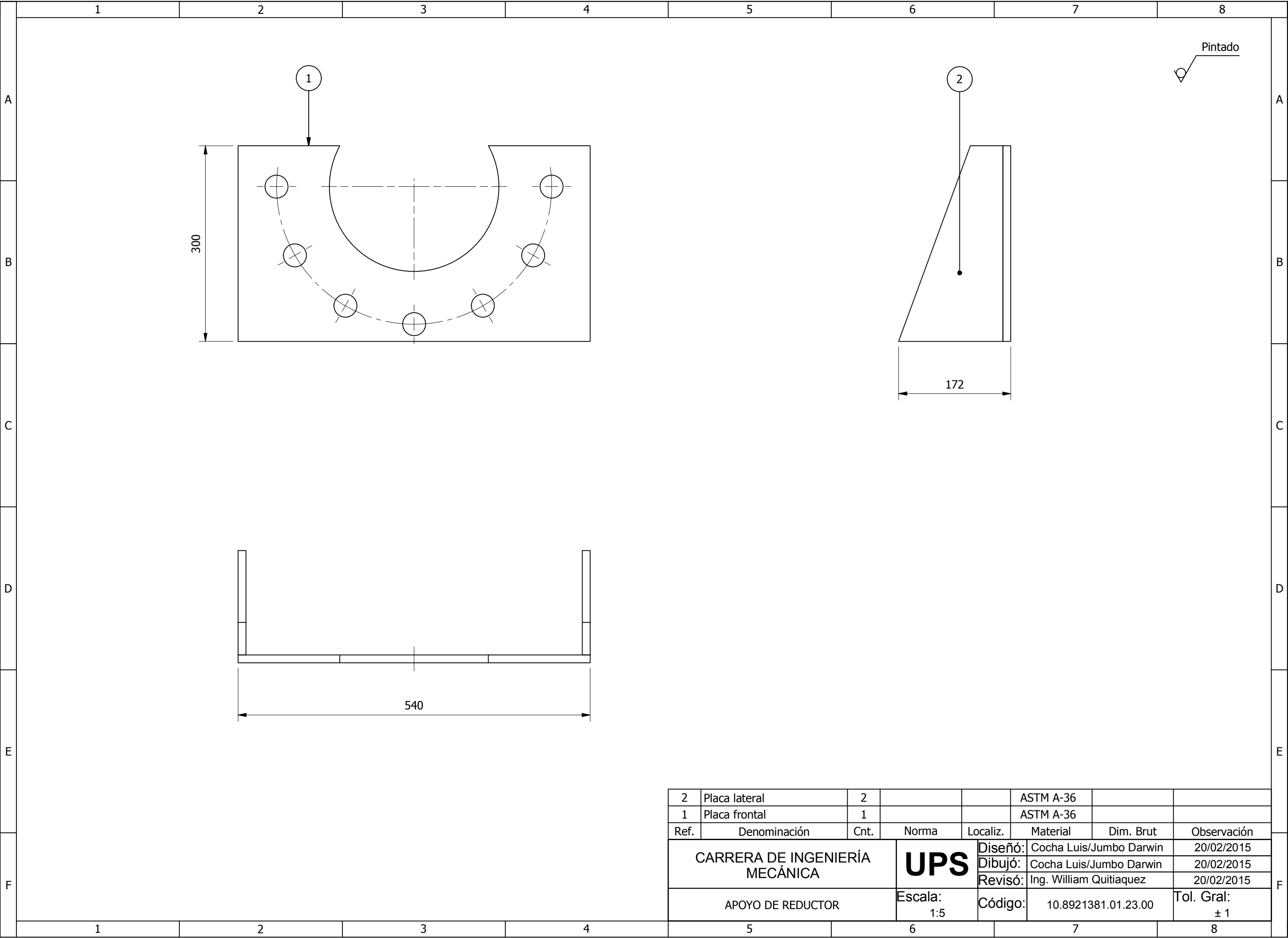
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	1034X357 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
PISO DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN	Escala: 1:10	Código:	10.8921381.01.20.00 Tol. Gral: ± 1



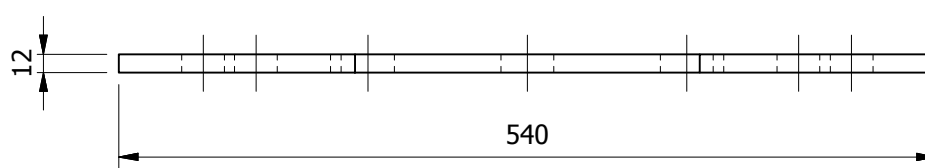
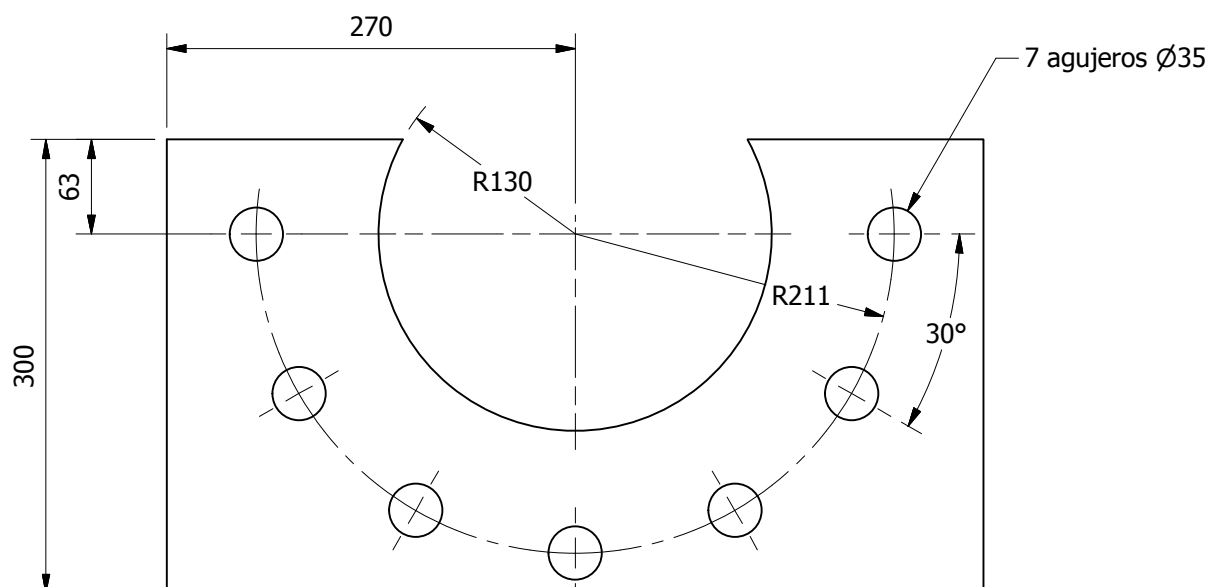
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	Dim. Brutas :
Recubrimiento :	Pintura	ASTM A-36	2412X1034 mm
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin 20/02/2015
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez 20/02/2015
PISO DEL SISTEMA DE RODILLOS	Escala: 1:20	Código:	10.8921381.01.21.00 Tol. Gral: ± 1



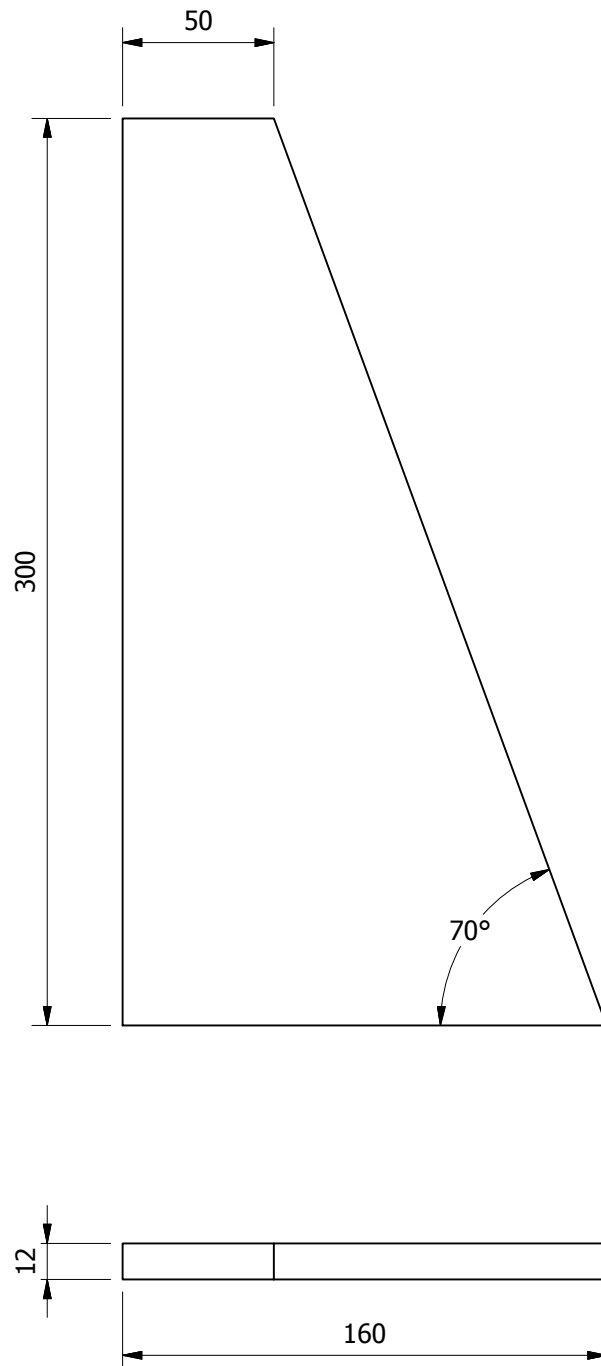
Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	UPN 160X340
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
BASE DE MOTOR ELÉCTRICO	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.22.00	Tol. Gral: ± 1	



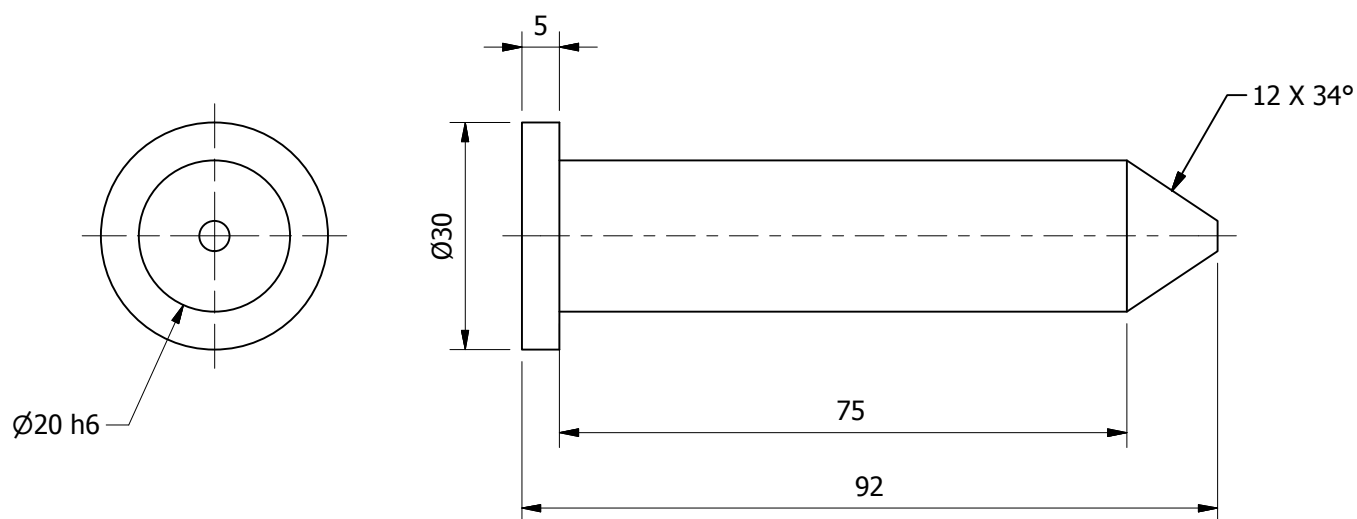
Pintado



Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	540 x 300 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA FRONTAL	Escala: 1:5	Código:	10.8921381.01.23.01	Tol. Gral: ±1	

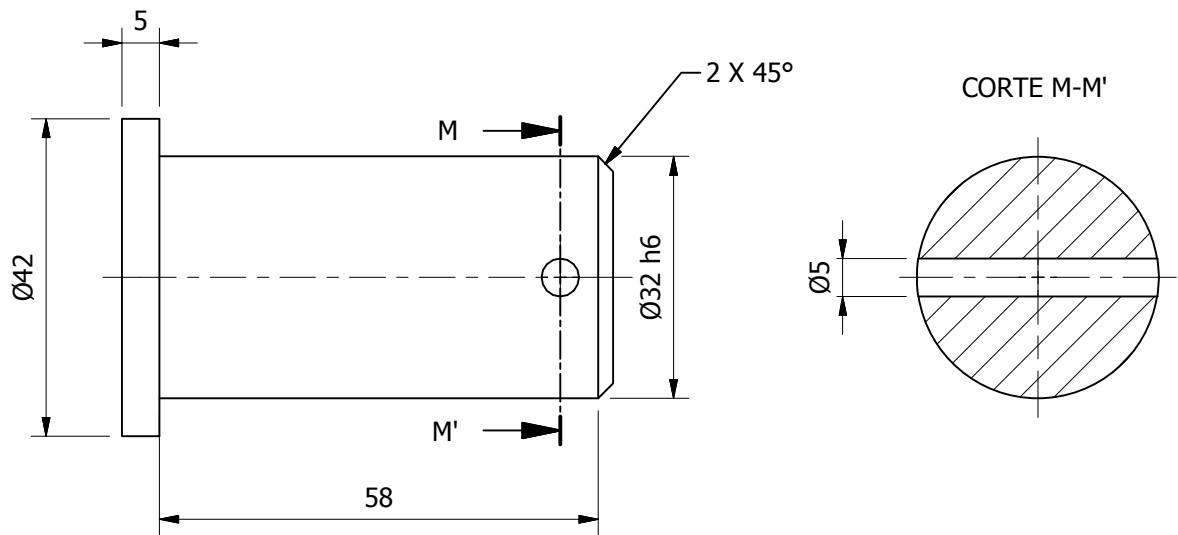


Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ASTM A-36	Dim. Brutas :	300 x 160 mm
Recubrimiento :	Pintura				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PLACA LATERAL	Escala: 1:2,5	Código:	10.8921381.01.23.02	Tol. Gral:	±1



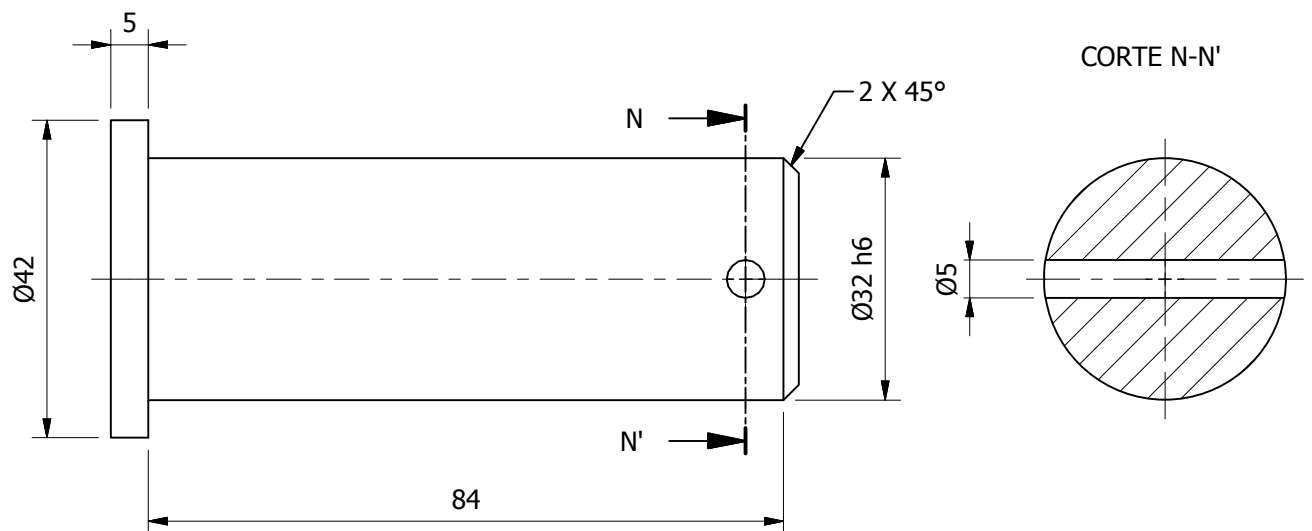
$\varnothing 20$	h6
-	20,000 20,013

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1018	Dim. Brutas :	$\varnothing 30$, L=92 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PASADOR DE GUÍA MOVIL	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.24.00	Tol. Gral: ± 1	



Ø 32	h6
-	32,000 32,016

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1018	Dim. Brutas :	Ø42, L=65 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseñó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PASADOR SUPERIOR DE CILINDRO HIDRÁULICO	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.25.00	Tol. Gral: ± 1	



Ø 32	h6
-	32,000 32,016

Tratamiento térmico :	N/A	Material :	ANSI 1018	Dim. Brutas :	Ø42, L= 91 mm
Recubrimiento :	N/A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	Diseño:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Dibujó:	Cocha Luis / Jumbo Darwin	20/02/2015	
		Revisó:	Ing. William Quitiaquez	20/02/2015	
PASADOR INFERIOR DE CILINDRO HIDRÁULICO	Escala: 1:1	Código:	10.8921381.01.26.00	Tol. Gral: ± 1	

BAROLADORA

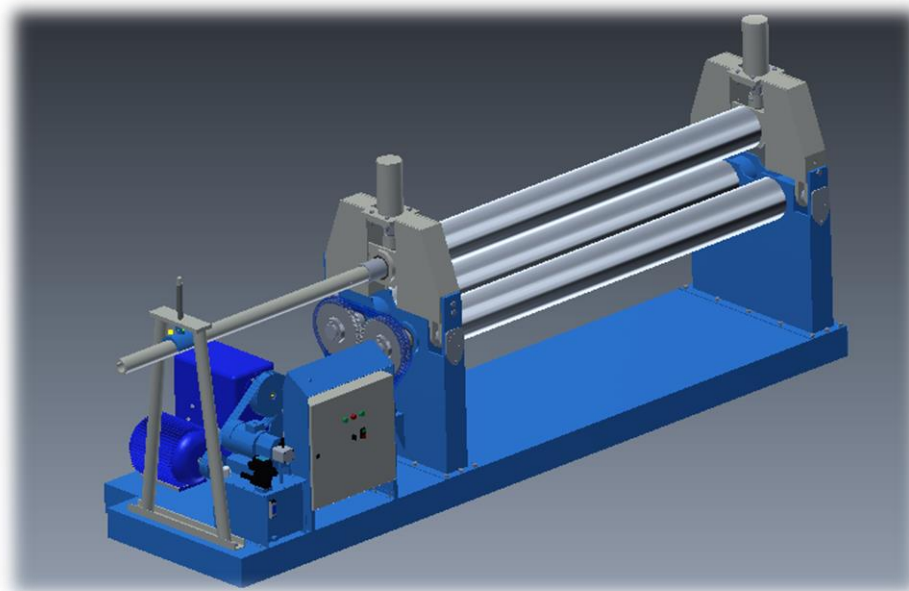
MANUAL DE OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD

MÁX. ESPESOR DE LA PLANCHA METÁLICA

12 mm

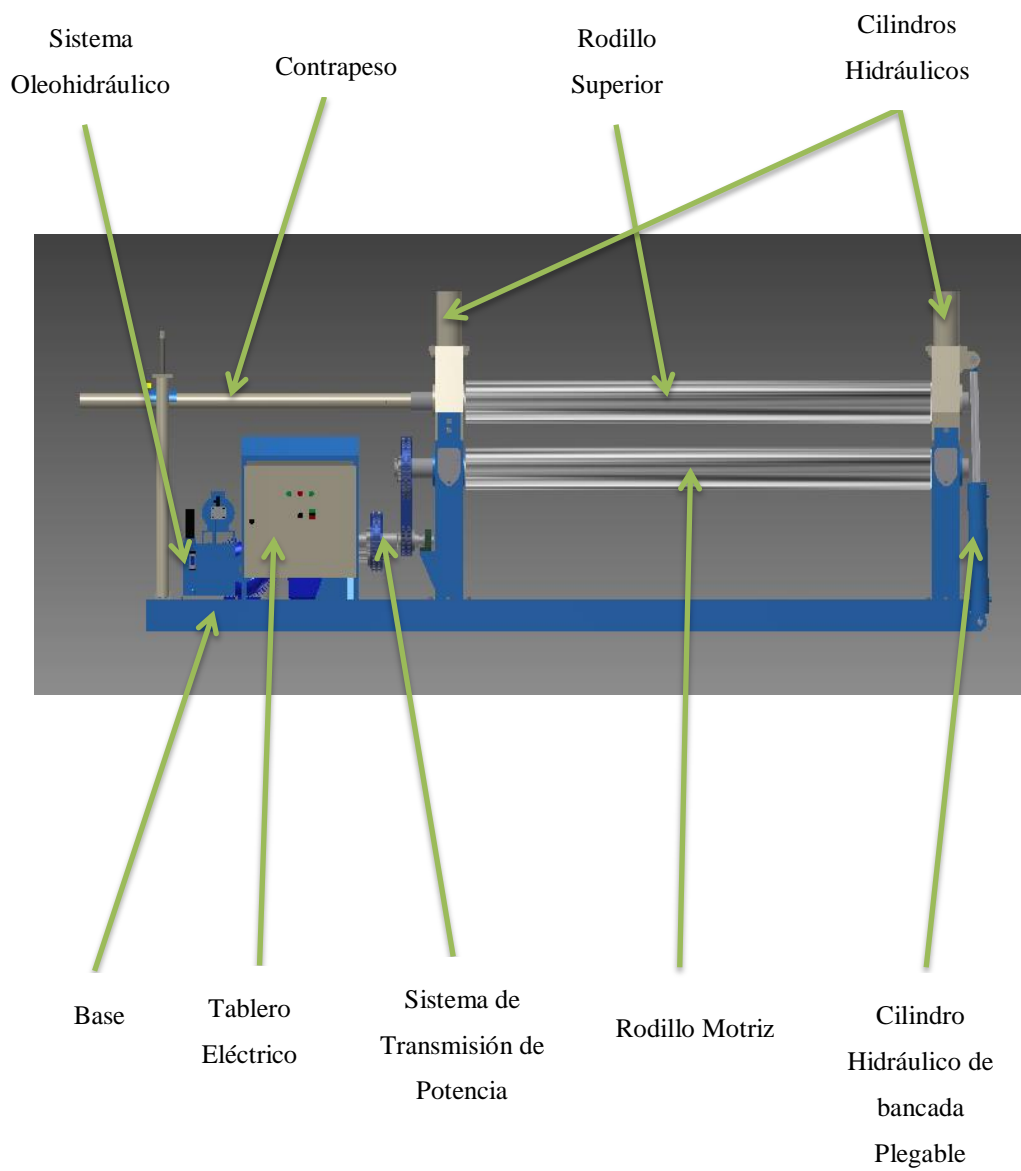
MÁX. LONGITUD DE LA PLANCHA METÁLICA

2400 mm



BAROLADORA

Partes de la baroladora



INSTALACIÓN

Nivelación de la baroladora

El control del nivelado debe ser realizado con un nivel de precisión. Los ejes de control son:

- Los dos extremos: verificar que estén perfectamente alineados entre ellos, caso contrario, aumentar el espesor y alinearlos (condición indispensable para uso correcto de la maquina).
- Rodillo superior en sentido longitudinal: apoyar el nivel en el centro del rodillo superior a lo largo del eje de la caja de los motores, rodillos laterales en sentido transversal: apoyar el nivel en el extremo del rodillo, próximo a los apoyos.

PUESTA EN MARCHA

Antes de inicial por primera vez la puesta en marcha de la baroladora se debe realizar las siguientes verificaciones y operaciones preliminares.

Central oleohidráulica

Llenar (filtrando) hasta el nivel (mirilla de nivel de aceite transparente) el depósito de la central, con el correspondiente aceite oleohidráulico.

Los tipos de aceite aconsejados están indicados en el siguiente cuadro.

CENTRAL OLEOHIDRÁULICA	TEMPERATURA AMBIENTE		ACEITE HIDRÁULICO	NORMA		
	Min./máx. C	Min./máx. F	ESSO	ISO 3448	ISO 6743	DLN 51524
	20/40	68/104	NUTO H68	VG68	HM	HLP
	5/25	40/75	NUTO H32	VG32	HM	HLP
	-5/25	20/65	INVAROL 22	VG32	HV	HLP
REDUCTORES			ESSO EP 150	Viscosidad ISO VG 150		
ENGRASADORES			ESSO MULTI-PURPOSE GREASE (MOLY)	EP NLGI 2		

ATENCIÓN: Un aceite diferente podría causar un funcionamiento incorrecto de la máquina.

Conexión eléctrica

- Nunca se debe realizar la conexión eléctrica si los elementos que deben contener aceite están vacíos.
- Considerar siempre para la conexión eléctrica las indicaciones descritas en el esquema eléctrico de la máquina (ubicada en el tablero de control).
- Por ningún motivo se debe abrir el tablero eléctrico cuando la máquina esté operando. Para realizar esta operación la máquina no debe estar operando.
- Cuando se enciende la señal luminosa roja en el tablero de control, indica que ha ocurrido un error en el sistema eléctrico. Cuando suceda esto se debe verificar todas las conexiones eléctricas.
- La puesta en marcha del motor debe hacerse accionando solo por un instante el motor, verificando que los rodillos giren en el sentido accionado. En el caso afirmativo se puede iniciar el funcionamiento de la máquina.

Mandos

La baroladora cuenta con un mando, el cual puede ser fijo o móvil, según la necesidad del operador. De la consola de mando se accionan los siguientes movimientos:

- Movimiento ascendente y descendente del rodillo superior.- Para lograr estos movimientos existen dos pulsadores, los cuales permiten el movimiento vertical mediante dos cilindros oleohidráulicos, manteniendo el paralelismo con los rodillos motrices.
- Movimiento horario y anti-horario de los rodillos motrices.- De igual forma que para dar movimiento al rodillo superior, existen dos pulsadores adicionales que permiten que los rodillos inferiores (motrices) giren en sentido horario o anti-horario simultáneamente.
- Apertura de la bancada plegable.- Esto se logra mediante el mando oleohidráulico manual, lo cual permite la extracción de las planchas metálicas totalmente o parcialmente curvadas. únicamente cuando el rodillo superior se encuentra completamente elevado.

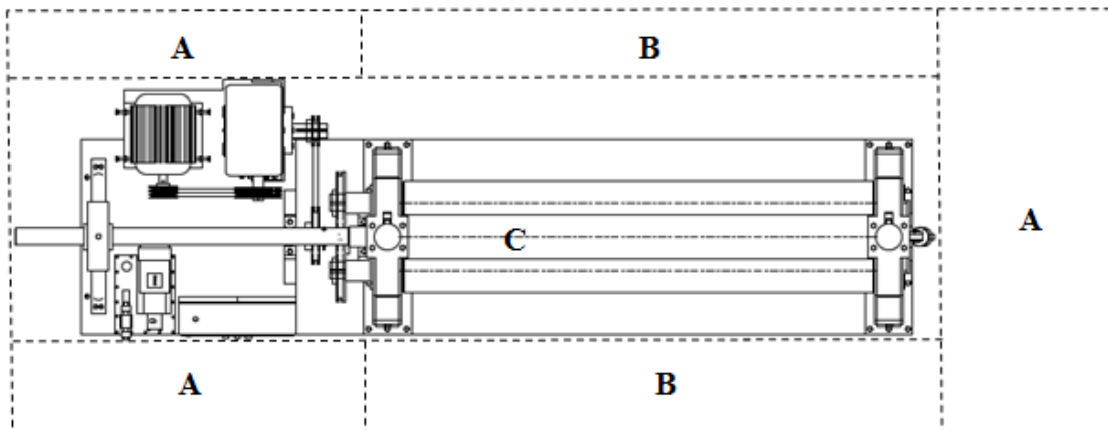
ATENCIÓN:

- Por motivos de seguridad el rodillo superior no puede descender cuando los rodillos motrices estén girando.
- La apertura de la bancada plegable puede ser realizada únicamente cuando el rodillo superior se encuentra completamente elevado y antes de esto hayan sido retirados los pernos de fijación que se encuentran a cada lado de la misma y el pasador de la guía del rodillo superior.

SEGURIDAD

Para garantizar la seguridad al momento de operar la baroladora, esta debe ser administrada y operada por una persona especializada o capacitada para hacerlo. De la misma forma, es indispensable que el operador esté familiarizado con el funcionamiento del equipo y saber bien como utilizar cada elemento que conforman la baroladora

Uso permitido y no permitido de la baroladora



El proceso de curvado comprende cuatro fases principales:

1. Ingreso de la plancha en la baroladora.
2. Curvado de la plancha.
3. Apertura de la bancada plegable.
4. Salida de producto terminado.

Uso permitido

- Las fases anteriores descritas normalmente son realizados por un solo operador que debe estar de frente al tablero de mando (en la Zona A).

- Es permitido la presencia de personal en la zona B y C únicamente en las fases 1 y 4
- Están permitidas operaciones en la zona B y C únicamente con la maquina apagada, para medir el diámetro del cilindro en elaboración, para recolocar la plancha entre los rodillos, para regular la presión de carga y otras operaciones necesarias para controlar el proceso.
- Durante el control del diámetro el operador deberá permanecer de frente al cilindro y nunca lateralmente.
- Todas las operaciones de regulación y/o mantenimiento sobre la maquina van efectuadas sin la plancha y con la maquina apagada, con la maquina vacía y con todos los movimientos de los elementos en la posición más baja posible de los rodillos.

Uso no permitido

- La máquina no debe funcionar sin la supervisión directa de un operador.
- No debe ser realizada ninguna operación que necesite la presencia simultánea de dos operaciones.
- Está absolutamente prohibido al personal estar por cualquier razón en la zona B y C durante el proceso de curvado de la plancha.
- La plancha nunca debe ser dejada en una posición crítica donde pueda deslizarse hacia adelante o hacia atrás.
- Las operaciones en toda la máquina y en la zona C tales como: regulaciones de los rodillos, están absolutamente prohibidas con la maquina en movimiento.
- Durante la operación está prohibido colocar las manos en los rodillos o cualquier otra zona que exista peligro de atrapamiento.

Durante el proceso de curvado existen algunas fases en las cuales la plancha podría caer fuera de la máquina y ser causa de peligro para las personas:

- Cuando uno de los dos bordes de la plancha se aproxima demasiado al extremo de los rodillos.
- Cuando el rodillo superior baja y deforma la plancha.
- Cuando los rodillos motrices giran y deforman la plancha.

- Cuando se acciona la rotación de los rodillos para el arrastre de la plancha (pudiendo equivocarse el operador el sentido de marcha).
- Cuando se termina el curvado de un sector de circunferencia.
- Cuando se abre la máquina y se extrae un cilindro cerrado y cualquier otra circunstancia de inestabilidad de la plancha.

ESTA ABSOLUTAMENTE PROHIBIDO AL PERSONAL ESTAR DETRÁS O DEBAJO DE LA PLANCHA, Y GENERALMENTE AL LADO DE LA BAROLADORA DURANTE EL CURVADO, POR EL ALTO RIESGO DE SALIDA DE LA PLANCHA. NADIE DEBE UBICARSE EN LAS ZONAS B Y C DURANTE EL PROCESO DE CURVADO.

- De ser necesario el uso de una grúa para izar la plancha de acero, se debe tener cuidado y evitar colisiones entre la grúa y la máquina.
- No exponga ninguna parte de su cuerpo a las proximidades de una manguera oleohidráulica presurizada.
- La electricidad puede crear la chispa que origina un incendio, explosión o electrocución. ¡Corte el suministro eléctrico!

MANTENIMIENTO

Las operaciones de mantenimiento son pocas y muy sencillas, deben realizarse con la maquina desconectada como se explica a continuación:

- Desconectar la alimentación de la máquina, colocando el interruptor general del tablero eléctrico en la posición OFF. De ser posible cerrar el tablero eléctrico con candado y el operador deberá tener la llave del candado mientras se realiza las tareas de mantenimiento.
- Bloquear el interruptor general en esta posición.

Una buena manera de empezar el mantenimiento preventivo es con una inspección rutinaria de la transmisión como parte integral del mantenimiento.

SISTEMA MECÁNICO

Esté atento a observar y escuchar cualquier vibración o sonido anormal mientras revisa el funcionamiento de la transmisión protegida. Una transmisión bien mantenida funcionará de forma suave y silenciosa.

Ruedas Dentadas

- Al momento del uso de estos elementos se debe observar bien si están cumpliendo una buena función, caso contrario podrían afectar o desgastar a los demás elementos que tengan alguna relación con ellos (Cadenas, chumaceras, etc.)
- De observar algún desgaste o desperfecto en las ruedas dentadas, se debe realizar el cambio de las mismas por elementos nuevos, los cuales garantizan un excelente funcionamiento de la baroladora.
- Comprobar periódicamente la alineación de las ruedas dentadas.

Cadenas

- Con el tiempo de trabajo, el paso de la cadena aumenta hasta que los eslabones entran indebidamente en los dientes de la rueda dentada, surgiendo el peligro de que salte la cadena de las ruedas. A continuación se muestran los alargamientos permitidos, mas allá de estos valores deben ser remplazadas las cadenas.
 - En accionamientos simples: 3% de su longitud inicial •
 - En accionamientos de elevadas exigencias: 2% de su longitud inicial.
 - En accionamientos con exigencias de sincronismo: 1% de su longitud inicial.
- Trabajando a plena carga y sin lubricar pueden alcanzar los niveles límites de desgastes en poco menos de 200 horas, en cambio puede ser aumentada de 3 a 10 veces más la vida útil de las cadenas si estas son lubricadas manualmente de forma periódica.

Bandas y poleas

- Inspeccione la protección para ver si está floja o dañada.
- Manténgala libre de residuos o acumulación de polvo y suciedad. Cualquier acumulación de material sobre la protección actúa como aislante y podría causar que la transmisión funcione a mayores temperaturas.
- Es recomendable inspeccionar el montaje del motor para asegurar un ajuste adecuado. Revise las guías de ajuste o rieles que deben estar limpios y ligeramente lubricados.

SISTEMA OLEOHIDRÁULICO

- Controlar, cada 20 horas de uso (o cada semana), el nivel de aceite y llenar (completar el nivel de aceite requerido) si fuera necesario, siempre con el mismo tipo de aceite.
- Nunca usar la central hidráulica cuando el nivel del aceite esté por debajo del mínimo. Esto se lo debe realizar para evitar graves daños en el circuito oleohidráulico.
- Después de las primeras 200 horas de trabajo (o tres meses), reemplazar el cartucho filtrante en la línea de retorno. Sucesivamente, cada 400 horas de trabajo, controlar el estado de obstrucción del cartucho filtrante en el retorno.
- La limpieza del aceite hidráulico es determinante para una larga vida de los componentes de la instalación.

DISPOSITIVOS DE MANDO

Los mandos están ubicados en un control transportable y fácil de manipular con los pulsadores correctamente etiquetados. El sentido de accionamiento es coherente con el movimiento deseado.

La consola de mando es independiente del tablero eléctrico, lo cual permite que el operador se pueda desplazar con el mando, esto es ideal para controlar visualmente el proceso de curvado de la plancha metálica.

PERSONAL ASIGNADO A LA MAQUINA

El personal que se asigne a trabajar con la máquina deberá estar preparado para el tipo de trabajo a realizar sobre la máquina y respetar cabalmente lo descrito en el manual de uso.

No se debe efectuar operaciones de mantenimiento si no están previstas en el manual de uso, todas las operaciones de mantenimiento, ordinarias y extraordinarias, pueden ser efectuadas con la maquina apagada.

El EPP (Equipo de protección personal) debe ser en conformidad a las normas de seguridad vigentes. Evitar cualquier cosa o parte suelta del EPP que pueda ser arrastrada entre los rodillos en movimiento, por ejemplo cinturones, cabello largo, etc.

Es necesario prestar siempre la máxima atención al peligro de arrastre de los rodillos y eventuales riesgos de aplastamiento debido al movimiento de los mismos y de las guías del rodillo superior.

El personal asignado a la máquina deberá señalar con barreras físicas y carteles cualquier operación en curso sobre la máquina. Al final de la operación la máquina deberá estar perfectamente en funcionamiento y completa con todas sus partes.

El operador

Es la persona encargada de operar la máquina para realizar el proceso de curvado, por lo tanto debe saber preparar y regular los rodillos en relación con la pieza a fabricar, también es la persona encargada de mantener la maquina limpia y perfectamente eficiente.

Antes de poner en marcha la máquina se debe asegurar que ninguna persona se encuentre en el interior de la zona de trabajo, incluido el tablero de mando.

OPERACIÓN Y USO GENERAL DE LA BAROLADORA

Es de gran importancia de la persona que sea asignada a operar la baroladora tenga muy presente estas indicaciones antes de iniciar a manipular la máquina.

Preparación de la plancha

Una cuidadosa preparación de la plancha mejora la calidad del cilindrado y mantiene en perfecto estado los rodillos, evitando ralladuras e incisiones. Antes de ser colocada la plancha entre los rodillos deberá ser examinada cuidadosamente para verificar que se encuentre limpia y preparada de la siguiente manera:

- Eliminar cualquier rebaba o viruta producida por el corte de la plancha a lo largo de todos los bordes, especialmente si la plancha ha sido cortada con oxi-corte, cualquier residuo metálico debe ser eliminado con cuidado, esta operación puede ser realizada con la amoladora y debe hacer de los bordes de la plancha perfectamente lisos.
- Después de limpiar toda la superficie plana de la plancha verificar nuevamente que no existan: virutas de soldadura, óxido de zinc y cualquier protuberancia que podría dañar la superficie de los rodillos.
- La plancha debe estar perfectamente plana, sin ondulaciones, plegaduras o deformaciones. Esto es necesario porque el cilindrado se realiza por medio de una deformación y si la plancha tiene la superficie o una parte de la misma ya deformada, el sucesivo cilindrado puede ser irregular o de baja calidad.
- La plancha deberá ser sostenida durante las fases del cilindrado (desde la colocación en la maquina hasta el conformado del diámetro final), porque el propio peso distorsionará el diámetro del cilindrado.

REDUCIR LOS DEFECTOS DE LA PLANCHA A CURVAR MEJORARÁ LA CALIDAD DEL CILINDRADO Y ALARGA LA VIDA ÚTIL DE LA MÁQUINA.

Consejos para la fabricación

- Colocar las planchas cortas siempre en el centro de los rodillos para un mejor resultado.
- Verificar continuamente el radio que va obteniendo la plancha metálica.

- Regular la presión máxima de bajada del rodillo superior con la válvula reguladora de presión.
- Se aconseja de mantener la presión máxima alrededor del 60% y aumentarla cuando sea necesario. Una presión excesiva podría plegar permanentemente los rodillos.

En la siguiente tabla se muestra las presiones recomendadas según la plancha a curvar.

Longitud de la Plancha	Presión Máxima Permitida
100%	100%
80%	85%
60%	75%
50%	70%
40%	65%
30%	60%
20% o menos	55%

PROCEDIMIENTO PARA LA OPERACIÓN DE LA BAROLADORA

Para el correcto uso de la máquina, el operador debe seguir el siguiente procedimiento:

1. El operador debe contar con el equipo de protección personal adecuado, verificando que no sobresalga nada del mismo que pueda ser arrastrado por la máquina.
2. Verificar que no exista objetos ajenos a la baroladora que obstruyan y puedan causar daños a la misma.
3. Colocar la plancha a curvar a una distancia prudente de los rodillos (1m) y verificar que la misma no contenga escombros que puedan causar daños a los rodillos.
4. Encender en el tablero eléctrico la bomba oleohidráulica y el motor eléctrico.
5. Colocar la plancha metálica entre los rodillos inferiores y el rodillo superior (Siempre teniendo en cuenta que la plancha quede colocada en el centro de los rodillos).
6. Ajustar la plancha entre los rodillos descendiendo el rodillo superior.

7. Girar los rodillos motrices en sentido contrario al que ingresa la plancha (este procedimiento se lo debe realizar con mucha precaución, verificando que el operador pulse correctamente el botón de giro de los rodillos).
8. Realizar la primera pasada de la plancha, siempre verificando que la plancha no salga completamente de los rodillos.
9. Girar los rodillos en sentido contrario para realizar la segunda pasada de la plancha.
10. Descender el rodillo superior un porcentaje más para obtener el radio requerido.
11. Realizar nuevamente el procedimiento 8 y 9 hasta obtener el radio de curvatura deseado (siempre verificando con un patrón el radio para no pasarse del mismo).
12. Al finalizar el curvado se procede a retirar la plancha curvada con el radio deseado, si no es un curvado tan pronunciado basta con elevar el rodillo superior para liberar la plancha. Si el curvado de la plancha es completamente o en su mayor parte cerrada se debe a más de elevar el rodillo superior, desplegar la bancada plegable, para ello se debe seguir el siguiente procediendo:
 - Elevar totalmente el rodillo superior.
 - Colocar el contrapeso y ajustarlo a la placa de apoyo del mismo.
 - Retirar el pasador que mantiene unido el cilindro con la guía del rodillo.
 - Retirar los dos pernos que mantienen fija la bancada desplegable (estos se encuentran a cada extremo de la misma).
 - Desplegar totalmente la bancada mediante el mando manual ubicado en el tablero de control.
 - Retirar la plancha curvada. De ser necesario se puede usar un tecla o puente grúa.
 - Volver la bancada plegable a su lugar y colocar los pernos de fijación y el pasador del cilindro oleohidráulico.
13. Descender totalmente el rodillo superior.
14. Apagar el sistema oleohidráulico y el motor eléctrico.
15. Finalmente verificar que todos los elementos de la máquina se encuentren en su lugar y estén en perfecto estado.